

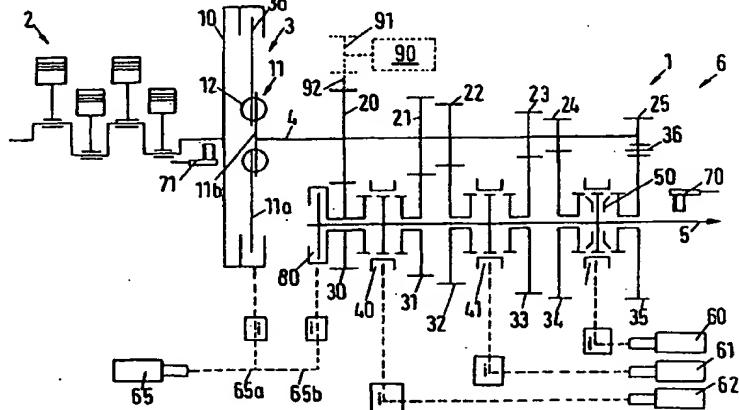
PCT

WELTORGANISATION FÜR GEISTIGES EIGENTUM
Internationales Büro



INTERNATIONALE ANMELDUNG VERÖFFENTLICHT NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE
INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT)

| | | | |
|--|--|--|--|
| (51) Internationale Patentklassifikation 6 : B60K 41/22 | | A2 | (11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 99/33682 (43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 8. Juli 1999 (08.07.99) |
| (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE98/03801 (22) Internationales Anmeldedatum: 22. Dezember 1998 (22.12.98) | | (81) Bestimmungsstaaten: AT, AU, BR, CA, CH, CN, CZ, DE, DK, ES, GB, HU, JP, KR, MX, NO, RU, SE, SK, UA, US. Veröffentlicht <i>Ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts.</i> | |
| (30) Prioritätsdaten: 197 57 557.9 23. Dezember 1997 (23.12.97) DE | | | |
| (71) Anmelder (<i>für alle Bestimmungsstaaten ausser US</i>): LUK GETRIEBE-SYSTEME GMBH [DE/DE]; Industriestrasse 3, D-77815 Bühl (DE). | | | |
| (72) Erfinder; und (75) Erfinder/Anmelder (<i>nur für US</i>): REIK, Wolfgang [DE/DE]; Sonnhalde 8, D-77815 Bühl (DE). BERGER, Reinhard [DE/DE]; Senftertalweg 7b, D-77815 Bühl (DE). HIRT, Gunter [DE/DE]; Helmlinger Strasse 1, D-77839 Licht- enau-Scherzheim (DE). BRANDT, Martin [DE/DE]; Am Grasweg 8, D-77815 Bühl (DE). | | | |
| (74) Gemeinsamer Vertreter: LUK GETRIEBE-SYSTEME GMBH; Grauel, Andreas, D-77813 Bühl (DE). | | | |
| (54) Title: GEAR BOX | | | |
| (54) Bezeichnung: GETRIEBE | | | |
| (57) Abstract | | | |
| A variable speed gear box (1) comprising at least two shafts, i.e. an input shaft and an output shaft (5), in addition to a plurality of gear pairs, loose wheels (30, 31, 32, 33, 34, 35) which can be rotationally fixed to a first shaft (5) by means of couplings (40, 41, 50), shift wheels (20, 21, 22, 23, 24, 25) that are rotationally fixed with a shaft (4), and a shiftable starting coupling (3) arranged on the input side. At least one of the couplings (40, 51, 50) is embodied as a powershift coupling (50). The starting coupling (3) and the powershift coupling (50) can be actuated by at least one actuating unit. For practical reasons, the powershift coupling can be engaged when the starting coupling (3) is at least partially engaged. | | | |
| (57) Zusammenfassung | | | |
| Zahnradwechselgetriebe (1), mit zumindest zwei Wellen, wie einer Eingangswelle (4) und einer Ausgangswelle (5), mit einer Mehrzahl von Zahnräderpaaren, mit mittels Kupplungen (40, 41, 50) mit einer ersten Welle (5) drehfest verbindbaren Losräder (30, 31, 32, 33, 34, 35), und mit mit einer Welle (4) drehfest angeordneten Gangräder (20, 21, 22, 23, 24, 25), mit einer eingeschalteten angeordneten schaltbaren Anfahrtkupplung (3). Wobei zumindest eine der Kupplungen (40, 41, 50) als Lastschaltkupplung (50) ausgebildet ist. Die Anfahrtkupplung (3) und die Lastschaltkupplung (50) zumindest von einer Betätigungsseinheit betätigbar sind. Dabei kann es zweckmäßig sein, wenn die Lastschaltkupplung (50) dann einrückbar ist, wenn die Anfahrtkupplung (3) zumindest teilweise eingerückt ist. | | | |



PCT

WELTORGANISATION FÜR GEISTIGES EIGENTUM

Internationales Büro



INTERNATIONALE ANMELDUNG VERÖFFENTLICHT NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE
INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT)

| | | |
|---|----|---|
| (51) Internationale Patentklassifikation ⁶ : | A3 | (11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 99/33682 |
| B60K 41/22, 6/04 | | (43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 8. Juli 1999 (08.07.99) |

| | | |
|---|--|--|
| (21) Internationales Aktenzeichen: | PCT/DE98/03801 | (81) Bestimmungsstaaten: AT, AU, BR, CA, CH, CN, CZ, DE, DK, ES, GB, HU, JP, KR, MX, NO, RU, SE, SK, UA, US. |
| (22) Internationales Anmeldedatum: | 22. Dezember 1998 (22.12.98) | (43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 8. Juli 1999 (08.07.99) |
| (30) Prioritätsdaten: | 197 57 557.9 23. Dezember 1997 (23.12.97) DE | (88) Veröffentlichungsdatum des internationalen Recherchenberichts: 7. Oktober 1999 (07.10.99) |
| (71) Anmelder (<i>für alle Bestimmungsstaaten ausser US</i>): LUK GETRIEBE-SYSTEME GMBH [DE/DE]; Industriestrasse 3, D-77815 Bühl (DE). | | |
| (72) Erfinder; und | | |
| (75) Erfinder/Anmelder (<i>nur für US</i>): REIK, Wolfgang [DE/DE]; Sonnhalde 8, D-77815 Bühl (DE). BERGER, Reinhard [DE/DE]; Senftalweg 7b, D-77815 Bühl (DE). HIRT, Gunter [DE/DE]; Helmlinger Strasse 1, D-77839 Lichtenau-Scherzheim (DE). BRANDT, Martin [DE/DE]; Am Grasweg 8, D-77815 Bühl (DE). | | |
| (74) Gemeinsamer Vertreter: LUK GETRIEBE-SYSTEME GMBH; Grauel, Andreas, D-77813 Bühl (DE). | | |

(54) Title: GEAR BOX

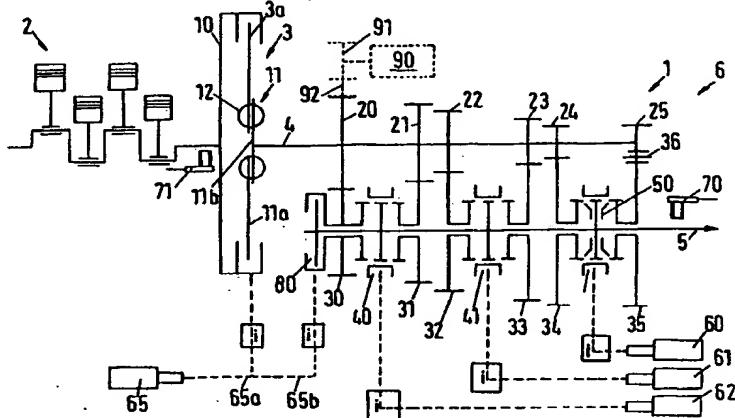
(54) Bezeichnung: GETRIEBE

(57) Abstract

A variable speed gear box (1) comprising at least two shafts, i.e. an input shaft and an output shaft (5), in addition to a plurality of gear pairs, loose wheels (30, 31, 32, 33, 34, 35) which can be rotationally fixed to a first shaft (5) by means of couplings (40, 41, 50), shift wheels (20, 21, 22, 23, 24, 25) that are rotationally fixed with a shaft (4), and a shiftable starting coupling (3) arranged on the input side. At least one of the couplings (40, 51, 50) is embodied as a powershift coupling (50). The starting coupling (3) and the powershift coupling (50) can be actuated by at least one actuating unit. For practical reasons, the powershift coupling can be engaged when the starting coupling (3) is at least partially engaged.

(57) Zusammenfassung

Zahnradwechselgetriebe (1), mit zumindest zwei Wellen, wie einer Eingangswelle (4) und einer Ausgangswelle (5), mit einer Mehrzahl von Zahnradpaaren, mit mittels Kupplungen (40, 41, 50) mit einer ersten Welle (5) drehfest verbindbaren Losräder (30, 31, 32, 33, 34, 35), und mit einer Welle (4) drehfest angeordneten Gangräder (20, 21, 22, 23, 24, 25), mit einer eingangsseitig angeordneten schaltbaren Anfahrkupplung (3). Wobei zumindest eine der Kupplungen (40, 41, 50) als Lastschaltkupplung (50) ausgebildet ist. Die Anfahrkupplung (3) und die Lastschaltkupplung (50) zumindest von einer Betätigseinheit betätigbar sind. Dabei kann es zweckmäßig sein, wenn die Lastschaltkupplung (50) dann einrückbar ist, wenn die Anfahrkupplung (3) zumindest teilweise eingerückt ist.



(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公表特許公報 (A)

(11)特許出願公表番号
特表2001-526999
(P2001-526999A)

(43)公表日 平成13年12月25日 (2001.12.25)

(51) Int.Cl.⁷
B 60 K 17/04
6/02
B 60 L 11/14

識別記号

F I
B 60 K 17/04
B 60 L 11/14
B 60 K 9/00

テーマコード^{*} (参考)
G 3D039
5H115
E

審査請求 未請求 予備審査請求 有 (全178頁)

(21)出願番号 特願2000-526389(P2000-526389)
(86) (22)出願日 平成10年12月22日(1998.12.22)
(85)翻訳文提出日 平成12年6月23日(2000.6.23)
(86)国際出願番号 PCT/DE98/03801
(87)国際公開番号 WO99/33682
(87)国際公開日 平成11年7月8日(1999.7.8)
(31)優先権主張番号 197 57 557.9
(32)優先日 平成9年12月23日(1997.12.23)
(33)優先権主張国 ドイツ(DE)
(81)指定国 AT, AU, BR, CA, CH,
CN, CZ, DE, DK, ES, GB, HU, JP, KR,
MX, NO, RU, SE, SK, UA, US

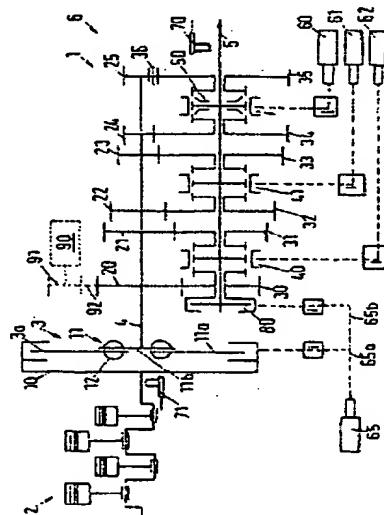
(71)出願人 ルーク ラメレン ウント クップルング
スパウ ゲゼルシャフト ミット ベシュ
レンクテル ハフツング
Luk Lamellen und Kupplungsbau GmbH
ドイツ連邦共和国 バーデン ビュール
インズストリイストラーゼ 3
(72)発明者 ヴォルフガング ライク
ドイツ連邦共和国 ビュール ゾンハルデ
8
(74)代理人 弁理士 矢野 敏雄 (外4名)

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 伝動装置

(57)【要約】

少なくとも2つの軸、例えば入力軸(4)と出力軸(5)と、多数の歯車組と、クラッチ(40, 41, 50)を用いて第1の軸(5)に回動不能に結合可能な可動歯車(30, 31, 32, 33, 34, 35)と、一方の軸(4)と回動不能に配置された変速段歯車(20, 21, 22, 23, 24, 25)と、入力側に配置された切換え可能な始動クラッチ(3)を有する歯車变速伝動装置。この場合、クラッチ(40, 41, 50)の少なくとも1つが負荷切換えクラッチ(50)として構成されている。始動クラッチ(3)と負荷切換えクラッチ(50)が少なくとも1つの作動ユニットにより作動可能である。この場合、始動クラッチ(3)が少なくとも部分的に押込まれている状態で、負荷切換えクラッチ(50)が押込み可能であると有利である。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 伝動装置、例えば歯車変速伝動装置であって、少なくとも2つの軸、例えば入力軸、出力軸及び場合によっては中間軸と、多数の歯車対と、複数のクラッチを介して第1の軸に回動不能に結合可能な歯車、例えばルーズ歯車と、1つの軸に対し回動不能に配置された歯車、例えば変速段歯車と、入力側に配置された、切換え可能な始動クラッチとを有することを特徴とする、伝動装置。

【請求項2】 伝動装置、例えば歯車変速伝動装置であって、少なくとも2つの軸、例えば入力軸、出力軸及び場合によっては中間軸と、多数の歯車対と、複数のクラッチを介して第1の軸に回動不能に結合可能な歯車、例えばルーズ歯車と、1つの軸に対し回動不能に配置された歯車、例えば変速段歯車と、入力側に配置された、切換え可能な始動クラッチとを有する形式のものにおいて、前記クラッチの少なくとも1つが、伝動可能なトルクが高いクラッチ、例えば負荷切換えクラッチとして構成されており、前記始動クラッチと前記負荷切換えクラッチとが少なくとも1つの作動ユニットにより作動可能であることを特徴とする、伝動装置。

【請求項3】 前記始動クラッチが少なくとも部分的に接続されると、前記負荷切換えクラッチが接続可能である、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項4】 前記始動クラッチが既に接続されていると、前記負荷切換えクラッチが接続可能である、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項5】 少なくとも1つのルーズ歯車が、第1のクラッチ及び／又は負荷切換えクラッチを用いて1つの軸に結合可能である、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項6】 ルーズ歯車の2つが第1のクラッチ及び／又は負荷切換えクラッチで1つの軸と結合可能である、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項7】 最高変速段のルーズ歯車がクラッチ及び／又は負荷切換えクラッチを介して1つの軸と結合可能である、特に先きの請求項のいずれか1項記

載の伝動装置。

【請求項8】 1つの変速段のルーズ歯車がクラッチ及び／又は負荷切換え
クラッチを介して1つの軸と結合可能である、特に先きの請求項のいずれか1項
記載の伝動装置。

【請求項9】 少なくとも1つのルーズ歯車を1つの軸と結合するクラッチ
が、形状接続的クラッチである、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動裝
置。

【請求項10】 少なくとも1つのルーズ歯車を1つの軸と結合するクラッ
チが、摩擦接続的なクラッチである、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝
動装置。

【請求項11】 少なくとも1つのルーズ歯車を1つの軸と結合するための
クラッチが、間に接続された同期化装置を有している、特に先きの請求項のいす
れか1項記載の伝動装置。

【請求項12】 負荷切換えクラッチが摩擦接続的なクラッチである、特に
先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項13】 始動クラッチが摩擦接続的なクラッチである、特に先きの
請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項14】 始動クラッチがクラッチ吊鐘体の空間領域内に配置されて
いる、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項15】 少なくとも1つの負荷切換えクラッチがクラッチ吊鐘体の
空間領域内に配置されている、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置
。

【請求項16】 始動クラッチと少なくとも1つの負荷切換えクラッチとが
乾式摩擦クラッチである、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項17】 始動クラッチが伝動装置ケーシング内に配置されている、
特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項18】 少なくとも1つの負荷切換えクラッチが伝動装置ケーシン
グ内に配置されている、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項19】 始動クラッチ及び／又は少なくとも1つの負荷切換えクラ

ッチが摩擦クラッチである、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項20】 始動クラッチが、コンバータロックアップクラッチを有するか／有しないハイドロダイナミック式のトルクコンバータである、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項21】 始動クラッチ及び少なくとも1つの負荷切換えクラッチを作動するための作動アクタが、圧力媒体供給装置と、両方のクラッチの受信シリダへの圧力媒体の供給を制御する少なくとも1つの弁とを有する、圧力媒体で作動されるアクタである、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項22】 始動クラッチと少なくとも1つの負荷切換えクラッチとを作動する作動アクタが電気モータで駆動されるアクタであって、電気モータ又は電磁石に後接続された増速又は減速伝動装置の場合によっては備えている、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項23】 変速段をチェンジするためにクラッチを作動する作動アクタが圧力媒体で作動されるアクタであって、該アクタが圧力媒体供給装置と、クラッチにおける受信シリダへの圧力媒体の供給を制御する少なくとも1つの弁とを有している、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項24】 クラッチを作動するための作動アクタが電気モータにより駆動されたアクタであり、電気モータ又は電磁石の後に接続された増速又は減速伝動装置の場合によっては有している、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項25】 伝動装置が車両の駆動機関のスタータとしてかつ／又は運動エネルギーからの電気的なエネルギーを生ぜしめるゼネレータ及び電気的な該エネルギーを返送する装置として役立つ電気機械を有している、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項26】 前記電気的な機械が伝動装置の変速段歯車を介して駆動可能なか又は該変速段歯車を駆動する、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項27】 前記電気的な機械が車両駆動機関のはずみ車を介し駆動可能なか又は該はずみ車を駆動する、特に先きの請求項のいずれか1項記載の

伝動装置。

【請求項28】 前記電気的な機械が伝動装置の入力軸を介して駆動可能であるか又は該軸を駆動する、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項29】 前記電気的な機械がステータとロータとを有し、ステータとロータとが伝動装置入力軸に対し同軸に配置されている、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項30】 前記電気的な機械がステータとロータとを有し、この場合、ステータとロータとが1つの軸線に相対的に配置されており、該軸線が伝動装置入力軸に対しほぼ並行に配置されかつ方向付けられている、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項31】 前記電気的な機械がステータとロータとを有し、この場合、ステータとロータとが伝動装置入力軸に対し同軸的に配置されかつロータがはすみ車と又は伝動装置入力軸と結合された部材と回転不能に結合されている、特に先きの請求項のいずれか1項記載の伝動装置。

【発明の詳細な説明】**【0001】**

本発明は伝動装置、例えば歯車変速伝動装置であって、少なくとも2つの軸、例えば入力軸、出力軸及び場合によっては中間軸と、多数の歯車対と、複数のクラッチを介して第1の軸に回動不能に結合可能な歯車、例えばルーズ歯車と、1つの軸に対し回動不能に配置された歯車、例えば変速段歯車と、入力側に配置された、切換え可能な始動クラッチとを有する伝動装置に関する。

【0002】

このような伝動装置は自動車において一般的に公知である。公知の伝動装置は負荷切換え性を有していないという欠点を持っている。つまり、伝動比を変えるための切換え過程に際してそのつどけん引力の中斷が生じる。

【0003】

本発明の課題は負荷切換え性を有し、同時に使用された構成部材によって簡単に構成される上記形式の伝動装置を提供することである。

【0004】

この課題はクラッチの少なくとも1つが、より高いトルクを伝達可能なクラッチ、例えば負荷切換えクラッチとして構成され、始動クラッチと負荷切換えクラッチが少なくとも1つの作動ユニットにより作動可能であることにより達成された。

【0005】

この場合に有利であることは、始動クラッチが少なくとも部分的に接続されている状態で接続可能であることである。

【0006】

同様に有利であることは、始動クラッチがすでに接続されている状態で接続可能であることである。

【0007】

さらに少なくとも1つのルーズ歯車が第1のクラッチ及び／又は負荷切換えクラッチを介し、1つの軸と結合可能であると有利である。

【0008】

さらにルーズ歯車の2つが第1のクラッチ及び／又は負荷クラッチを介し、1つの軸と結合可能であると有利である。

【0009】

さらに別の実施例においては、少なくとも1つのルーズ歯車を1つの軸と連結するためのクラッチが形状接続的なクラッチであることが有利である。

【0010】

又、少なくとも1つのルーズ歯車を1つの軸と結合するクラッチが摩擦接続式のクラッチであることも有利である。

【0011】

さらに又、少なくとも1つのルーズ歯車を1つの軸と結合するクラッチが、間に接続された同期化装置を有していると有利である。

【0012】

さらに有利であることは負荷切換えクラッチが摩擦接続クラッチであることである。特に有利であることは始動クラッチが摩擦接続式のクラッチであることである。

【0013】

さらに有利であることは、始動クラッチがクラッチ吊鐘体の空間領域内に配置されていることである。

【0014】

さらに有利であることは、少なくとも1つの負荷切換えクラッチがクラッチ吊鐘体の空間領域内に配置されていることである。

【0015】

さらに、始動クラッチと少なくとも1つの負荷切換えクラッチが乾式摩擦クラッチであることが有利である。

【0016】

同様に有利であることは、始動クラッチが伝動装置ケーシング内に配置されていることである。さらに有利であることは、少なくとも1つの負荷切換えクラッチが伝動装置ケーシング内に配置されていることである。

【0017】

さらに始動クラッチ及び／又は少なくとも1つの負荷切換えクラッチが摩擦クラッチであることである。

【0018】

さらに有利であることは、始動クラッチ及び／又は少なくとも1つの負荷切換えクラッチが摩擦クラッチであることである。

【0019】

さらに始動クラッチがコンバータロックアップクラッチを有するか／有していないハイドロダイナミック式のトルクコンバータであると有利である。

【0020】

別の実施例によれば、始動クラッチと少なくとも1つの負荷切換えクラッチを作動するための作動アクタが、圧力媒体で作動されるアクタであって、1つの圧力媒体供給装置と、前記両クラッチにおけるそれぞれ1つの受取りシリンダへの圧力媒体の供給を制御する少なくとも1つの弁とを有していると有利である。

【0021】

さらに別の発明的な思想によれば、始動クラッチと少なくとも1つの負荷切換えクラッチとを作動するための作動アクタが場合によっては、電気モータ又は電磁石の後に接続された増速又は減速伝動装置を有していることが有利である。

【0022】

さらに別の発明的な思想によれば、変速段の切換えを目的として両クラッチを作動するための作動アクタが、1つの圧力媒体供給装置と、両クラッチにおけるそれぞれ1つの受取りシリンダへの圧力媒体供給を制御する少なくとも1つの弁とを有する、圧力媒体で作動されるアクタであると有利である。

【0023】

さらに別の発明的な思想によれば、両クラッチを作動するための作動アクタが、場合によっては電気モータ又は電磁石の後に接続された増速又は減速伝動装置を有する、電気モータで駆動されたアクタであると有利である。

【0024】

さらに別の発明的な思想によれば、伝動装置が自動車の駆動機関のスタータとしてかつ／又は運動エネルギーから電気的なエネルギーを生ぜしめかつそれを戻すた

めのゼネレータとして用いられる電気機械であると有利である。

【0025】

さらに有利であることは、電気的な機械が伝動装置の変速段歯車を介して駆動可能であるか又は該変速段歯車を駆動することである。

【0026】

さらに別の発明的な思想によれば、電気的な機械が自動車駆動機関のはずみ車を介して駆動可能であるか又は該はずみ車を駆動可能であることである。

【0027】

さらに別の発明的な思想によれば、電気的な機械が伝動装置の入力軸を介して駆動可能であるか又は該入力軸を駆動可能であることである。

【0028】

有利であることは、電気的な機械がステータとロータとを有していることである。この場合、ステータとロータは伝動装置入力軸に対し同軸に配置されている。

【0029】

さらに有利であることは電気的な機械が1つの軸に対して相対的に配置されたステータとロータとを有し、該軸が伝動装置入力軸に対しほぼ平行に配置されかつ方向づけられていることである。

【0030】

さらに、電気的な機械がステータとロータとを有し、ステータとロータとが伝動装置入力軸に対し同軸に配置されており、ロータがはずみ車と又は伝動装置入力軸に結合された部材と相対回動不能に結合されていると有利である。

【0031】

次に図面に基づき本発明を説明する。

【0032】

図1には自動車の伝動装置1であって、駆動ユニット2、例えばモータ又は内燃機関と始動又は切換えクラッチ3、例えば摩擦クラッチとの後に配置されている伝動装置1が示されている。伝動装置1は入力軸4、中間軸5及び場合によつては付加的な出力軸6を有している。この場合、図1においては中間軸が同時に

出力軸である。本発明の別の実施例においては、付加的な出力軸6が入力軸4と中間軸5とに加えて設けられている。モータ2と伝動装置1との間にははずみ車10が配置されている。このはずみ車10の上には加圧板とクラッチカバーとを有する摩擦クラッチが配置されている。同様に剛性のはずみ車10の代りにツウマスはずみ車が設けられていることができる。該ツウマスはずみ車は互いに相対的に回動可能に支承された2つのはずみ質量体を有し、該はずみ質量体は例えば該はずみ質量体の間に配置された蓄力器の戻し力に抗して回動可能である。

【0033】

クラッチ連行円板3aと伝動装置入力軸4との間にはねじり振動減衰器11が配置されている。このねじり振動減衰器11は互いに相対的に回動可能に支承された2つの円板状の構成部分11a, 11bを有している。該構成部分11a, 11bは該構成部分の間に配置された蓄力器12の戻し力に抗して回動可能である。半径方向外側にて連行円板には有利には摩擦ライニングが配置されている。

【0034】

軸、例えば入力軸、出力軸及び場合によっては中間軸は軸受で、伝動装置ケーシング内に回転可能に支承されておりかつ半径方向にセンタリングされ、場合によつては軸方向で支承されている。しかしながら前記軸受は図示されていない。

【0035】

入力軸4と出力軸5は互いにほぼ平行に方向づけられて配置されている。他の実施例では入力軸に対し同軸に配置されていることができる。この場合には入力軸は同様に伝動装置ケーシングの内部に支承されかつセンタリングされていることができる。

【0036】

始動又は切換えクラッチ3は有利な実施例では例えば温式の摩擦クラッチとして例えば伝動装置ケーシング内に配置されている。別の有利な実施例ではクラッチ3は例えば乾式摩擦クラッチとして例えばモータ2と伝動装置1との間のクラッチ吊鐘体内に配置されている。

【0037】

伝動装置1の入力軸4には変速段歯車20, 21, 22, 23, 24, 25が

軸方向で不動にかつ回動不能に結合されている。変速段歯車20から25までは歯車30, 31, 32, 33, 34, 35と、例えば中間軸5の上で回動可能でかつクラッチを介して前記中間軸5と回動不能に結合可能なルーズ歯車と噛合う。歯車25と歯車35との間には中間歯車36が回転方向を逆転させるために配置されている。したがって歯車対25, 35, 36はバック段Rのための歯車対を成す。歯車対24, 34は第1変速段のための歯車対を成す。歯車対23, 33は第2変速段のための歯車対を成し、歯車対22, 32は第3変速段のための歯車対を成す。歯車対21, 31は第4変速段のための歯車対を成す。歯車対20, 30は第5変速段のための歯車対を成す。ルーズ歯車30から35は別の有利な実施例では入力軸の上に配置されていることができかつ変速段歯車は中間軸の上に配置されていることができる。別の実施例においては、各軸の上にルーズ歯車も変速段歯車も設けられていることができる。

【0038】

歯車30, 31は、クラッチ40、例えばスライドスリープの軸方向の移動下で、中間軸5と回動不能に形状接続により結合可能である。これはスライドスリープ42の軸方向の移動下で出力軸5と形状接続によって結合可能である歯車34, 35にもあてはまる。この場合にはそれぞれ1つの歯車しか1つのスライドスリープによって軸と結合されない。何故ならばスライドスリープは一方又は他方の軸線方向の移動によって軸と歯車との間の形状接続を生ぜしめることができかつスライドスリープがそれぞれ2つの歯車の間に配置されているからである。

【0039】

伝動装置1は図示のように、それぞれ2つの歯車対と該歯車対の間に配置された1つのクラッチ、例えばスライドスリープとから形成された3つの構成ユニットを有している。1つの構成ユニットAは歯車対20, 30と21, 31とスライドスリープ40とから形成されている。構成ユニットBは歯車対22, 32と23, 33とスライドスリープ41とから形成されている。第3の構成ユニットCは歯車対24, 34と25, 35, 36とスライドスリープ42とから形成されている。

【0040】

クラッチ40, 41及び／又は42は有利には形状接続式のクラッチ、例えば爪クラッチとして形成されていることができる。同様に前記クラッチは別の実施例では円錐形であるか又は平らな円環状である、単数又は複数の摩擦面を有する摩擦接続式のクラッチとして、例えば多板クラッチとして構成されていることができる。さらに前記クラッチは他の実施例では1つ又は2つ以上の同期化リング50を有する同期化装置で構成されていることができる。同様に摩擦接続式と形状接続式との組合せで前記クラッチが構成されていることもできる。

【0041】

図示のように第1の変速段とバック段との歯車対は第1の構成グループを形成し、第2の変速段と第3の変速段の歯車対は第2の構成グループを形成し、第4の変速段と第5の変速段は第3の構成グループを形成する。さらに本発明による別の構成グループが組み立てられることもできる。

【0042】

伝動装置1の変速段を切換えるためのスライドスリーブ40, 41, 42は作動ユニット60, 61, 62によって作動され、軸方向に移動させられる。この場合、作動ユニットとスライドスリーブとの間にはそれぞれ1つの結合装置、例えば連桿、ハイドロスタティック式の区間、又は引張ワイヤ又はボーデンケーブル又は切換え軸が設けられている。作動ユニットとしては電気モータ式、電磁式及び／又は圧力媒体作動式の駆動装置、例えば液圧ユニットを設けておくことができる。これに関してはDE4426260号、DE19504847号、DE19627980号、DE19637001号を参照されたい。さらに本発明は、内容が本願の特許出願の開示内容に属している前記特許出願にも関連している。

【0043】

作動ユニットとスライドスリーブとの間の少なくとも1つの結合装置においては伝達比*i*を与えておくことができる。

【0044】

相応する本発明による伝動装置は例えば、バック段を有する4段（4前進変速段を有する）伝動装置で又はバック段を有する6段（6前進変速段を有する）伝

動装置で、一般的な限定を行うことなく構成されていることもできる。

【0045】

伝動装置の出力回転数、軸5の回転を検出するためには回転数センサ70が設けられている。伝動装置入力回転数、軸4の回転数を検出するためにはさらに付加的な回転数センサが設けられている。機関回転数を検出するためには回転数センサ71が設けられている。始動／切換えクラッチと伝動装置変速比を変えるためのクラッチとを作動するためには電子的な制御ユニットが設けられている。この制御ユニットはメモリとコンピュータユニットとを備えており、入力信号に基づき、作動ユニットを制御するための制御信号を発する。軸の回転数は所定の増速比で、他の軸の測定された回転数に基づき算出されることもできる。

【0046】

歯車30から34までの1つには、クラッチ80、例えば負荷切換えクラッチが結合されている。この負荷切換えクラッチは接続されると歯車を軸5に結合する。クラッチ80は作動アクタ65を介し結合装置65bを介して作動可能、例えば接続及び遮断可能である。クラッチ80は有利には同じ作動アクタ又は別のアクタ、例えば作動アクタ65によって結合装置65aを介して接続及び遮断可能である始動又は切換えクラッチ3のように作動される。

【0047】

有利であるのはクラッチ80がクラッチ3に隣接した軸5の軸方向の端部に配置されていることである。他の有利な実施例においてはクラッチ80がクラッチ3とは反対である軸5の軸方向の端部に配置されていると合目的的である。

【0048】

伝動装置の別の有利な特徴は、伝動装置の1つの歯車、例えば歯車20から24までを介して電気機械、例えばスターク、ゼネレータ又は駆動モータのスタークゼネレータ90を軸4が駆動可能であると有利である。同様にこれによってエレクトロゼネレータ、例えば発電機が駆動されることができる。特に有利であるのはスタークとゼネレータとが組み合わされた電気機械、例えばスタークゼネレータに纏められると特に有利である。これによって電気機械は駆動モータを始動することができるが、別の運転モードではトルクを伝動装置の出力部に与

え、ひいては駆動モータへの駆動アシストを行うことができる。適した形式で電気機械はトルク又は出力要求が低い場合には単独で車両を駆動するために少なくとも短期的に又は短時的に使用されることがある。本発明の別の実施例又は使用例においては、電気機械を、自動車の運動エネルギーから当該エネルギーの1部分を電気的なエネルギーに変換し、例えばバッテリに蓄電するために使用することができる。これは例えば坂道を下る場合のエンジン2のエンジンブレーキ運転及び／又は自動車の制動過程で行うことができる。これにより、本発明による伝動装置を備えた自動車では有利な形式で駆動燃料消費量及び有害成分放出量を低下させることができる。電気機械は切換え過程においてモーメントレベルを上げることもできる。

【0049】

図1による電気機械90は例えば1つの歯車で駆動されかつ伝動装置入力軸又は伝動装置出力軸に対して平行に配置されていることができる。1つの変速段歯車、例えば20と電気機械90の駆動ビニオン91との間には中間歯車92が設けられていることができる。さらに電気機械はベルト又はチェーンで駆動されることもできる。電気機械からの又は電気機械への增速と駆動とのためには無段に調節可能な伝動装置、段階的な伝動装置、切換え可能な又は不变に調節された伝動装置を用いることができる。

【0050】

さらに電気機械は伝動装置入力軸に対し同軸的に配置されていることもできる。

【0051】

本発明では伝動装置1は負荷切換え式の又は負荷切換え可能な伝動装置1である。負荷切換えは、燃焼機関2が入力軸4を負荷切換えクラッチ80により自動車の出力トレーンに対し制動されることで達成されるか又は実施される。機関2の運動エネルギーは部分的に自動車の運動エネルギーに変換される。

【0052】

本発明によれば始動クラッチ又は切換えクラッチ3と負荷切換えクラッチ80との両方を作動する少なくとも1つのクラッチ作動アクタが設けられている。こ

の場合に有利であることは負荷切換えクラッチが作動される間に、始動クラッチが少なくとも部分的に閉じられていると有利である。他の実施例においては始動クラッチがすでに完全に閉じられていると有利である。

【0053】

本発明による装置は伝動装置構造が簡単で、作動アクタの数が少ないとに基づき特に有利である。

【0054】

この伝動装置の利点は、少なくともほぼ中断のない負荷切換えによる高い切換え快適性、同期化が場合によっては部分的に不要になることによる小さな構成長さ、わずかな重量及び高い効率である。

【0055】

本発明の装置においては機関の運動エネルギーは切換え過程に際して、制動により消滅させられず、駆動モーメントの一部として利用される。したがって機関は出力トレーンに対し制動される。これによってけん引力の中断はもはや生じなくなる。

【0056】

これはけん引運転－高速切換えの場合に特に有利である。さらにこれは、エンジンブレーキ運転－低速切換えの場合にも有利である。何故ならばこの場合には自動車の運動エネルギーが機関回転数の上昇に利用されるからである。

【0057】

負荷切換え伝動装置1は円筒歯車を有する中間伝動装置である。機関2と入力軸4との間の摩擦クラッチ3は始動クラッチとして役立つ。ねじり振動減衰装置としてのばね／ダンバシステム11は有利にはクラッチ円板に統合されている。しかしながら前記装置はツウマスはずみ車に統合していることもできる。

【0058】

ルーズ歯車は入力軸又は中間軸の上に、該入力軸又は中間軸にクラッチ又はスライドスリープを介して結合可能に配置されていることができる。ルーズ歯車は切換えクラッチによって前記軸と結合されることがある。スライドスリープは中間軸5とルーズ歯車とを例えば爪クラッチにより結合する。変速段1又はバッ

クラッチRの形状接続的なクラッチは摩擦クラッチ、例えば同期化装置と組み合わせることができる（変速段1とバック段Rとのための同期リング50参照）。クラッチ40, 41, 42は少なくとも1つの作動アクタによって作動される。

【0059】

負荷性の摩擦クラッチ80、例えば負荷切換えクラッチは、高い変速段、例えば第5変速段のルーズ歯車30を軸5と結合する。クラッチ作動アクタ65は負荷切換えクラッチ80と始動クラッチ3との両方を作動する。クラッチ作動アクタの作動路は、始動クラッチ3が閉じられてはじめて負荷切換えクラッチ80を閉じることができるように分けられている。

【0060】

さらに該システムは、伝動装置とクラッチを電子的に制御するためのマイクロプロセッサを有する電子的な制御ユニットと、回転数検出器と、電子的なスロットルバルブ制御装置又は機関充填装置と、燃焼機関の電子的な機関制御システムと、変速段を選択するための手動操作部材、例えばレバー、切換え器又は手動的及び／又は自動的な変速段の選択を行うための類似した手段と、自動車内室において変速段を表示するための表示器とを有している。

【0061】

さらにスタータ、ゼネレータ及び場合によってはリターラー及び付加駆動装置として使用できる電気的な機械が設けられていると有利である。

【0062】

始動過程のためには低速段（変速段1又は2）が伝動装置において入れられる。始動クラッチ3は作動アクタ65の作動によって閉じ、機関2はガスペダル操作により、自動車を加速するトルクを生ぜしめる。始動クラッチが付着すると始動過程は終了する。いまや機関トルクは閉じられたクラッチと入れられた変速段を介して出力軸5に伝達される。

【0063】

切換え過程はいずれの場合にも運転者の切換え希望又は自動的な制御によって導入される。

【0064】

けん引高速切換えに際しては、クラッチ作動アクタは負荷切換えクラッチ80をコントロールして閉じはじめるのに対し、始動クラッチ3は閉じたままに保たれる。負荷切換えクラッチ80が多くのトルクを伝達すればするほど、小さいトルクが、入れられている（古い）変速段のクラッチ40、41又は42を負荷する。入れられた古い変速段のトルクがほぼ零に下がると古い変速段のクラッチが開放される。

【0065】

摩擦を伴う負荷切換えクラッチ80の伝達されたトルクは燃焼機関の入力軸の回転数を低下させる。つまり機関の運動エネルギーが減退させられる。摩擦を伴う負荷切換えクラッチ80のトルクは出力トレーンに支えられ、ひいては燃焼機関2の運動エネルギーの一部を自動車に放出する。したがって出力トレーンにおけるトルクは同期化の間、維持され、伝達装置は負荷切換え性を有する。

【0066】

入れようとする新しい変速段のクラッチ40、41、42が同期回転数に達するとクラッチ40、41、42はアクタの作動で閉じられる。同時に負荷切換えクラッチ80が開かれる。新しい変速段が入れられかつ切換え過程が終了する。

【0067】

同期回転数に達する直前にクラッチモーメントと機関モーメントは、燃焼機関がもはやわずかにしか加速されず、同期回転数ではもはやほぼ加速されなくなるように制御される。切換えクラッチが閉じられると負荷切換えクラッチは開放される。

【0068】

負荷切換えクラッチ80は有利には、最高変速段のルーズ歯車に統合されているが、低い方の変速段のルーズ歯車においても使用することができる。これにより、高い方の変速段への切換えはもはや負荷切換え性ではなくなる。この代わり、小さい変速段（変速段新△負荷切換えクラッチを有する変速段）への切換えは低いけん引力落込みを有する。

【0069】

機関のモーメントは上昇させられる。同時に負荷切換えクラッチがトルクを受

取る。したがって古い変速段の切換えクラッチが開放され得ることができる。次いで負荷切換えクラッチのトルクが減少しつつ機関が加速される。同期回転数に達する直前に負荷切換えクラッチは再び閉鎖し、機関は制動され、同期回転数で新しい変速段が入れられる。いまや負荷切換えクラッチが開かれ、新しい変速段が機関モーメントを受取る。

【0070】

低切換えの場合には、機関回転数が上昇されなければならない。このためには機関の運動エネルギーを上昇させるために個別のダイナミックが用いられる。機関のトルクはコントロールされて減少させられる。古い変速段の回転モーメントがほぼ零に下降させられると、古い変速段のクラッチ40, 41又は42が開かれ。いまや機関のトルクが上昇させられ、機関が入力軸で加速される。機関が新しい変速段に対する同期回転数に達すると、機関モーメントが短時に減退され、新しい変速段のクラッチ40, 41又は42が閉じられる。次いで機関モーメントが再びコントロールされて運転者の希望に相応して調節される。

【0071】

けん引低速切換えは、高い変速段における負荷切換えクラッチで、燃焼機関の加速に予定した機関トルクの一部が駆動トレーンにて支えられることで、より快適に行われる。これによって同期過程は延長されるが、トルクは完全に零へ落ち込まない。

【0072】

伝動装置が第2の負荷切換えクラッチを、最小の変速段に有している場合には、エンジンブレーキ運転-低切換えに際して、クラッチは燃焼機関を出力トレーンに対して高く加速することができる。すると、自動車は同期化の間に制動される。何故ならば自動車のエネルギーは機関へ分岐されるからである。この場合にはこの結果、エンジンブレーキ運転-低切換えは同様に負荷切換え性になる。負荷切換えクラッチの代りに最小変速段又はバック段に、出力性の係止同期化装置、例えばダブルコーン同期化装置を使用することができる。

【0073】

図2には、始動クラッチ3と負荷切換えクラッチ80とにより伝達可能なトル

クM_aとM₁とが作動アクタ65の作動距離の関数として示されている。

【0074】

クラッチ3, 80の伝達可能なトルクは作動距離の関数である。第1の範囲においては、負荷切換えクラッチの伝達可能なトルクは零であり、始動クラッチの伝達可能なトルクM_aは上昇する。始動クラッチ3がほぼ閉じられかつ伝達可能なトルクが作動距離とは無関係であると、負荷切換えクラッチ80は閉じられ、上昇する特性M₁が与えられる。

【0075】

図3aと3bは図1の実施例に対する本発明による変化が示されている実施例が部分的に示されている。図3aと3bとに示されていない図1の伝動装置の特徴は図1の特徴と比較可能である。

【0076】

図3aにおいては、入れられた変速段を選択するためには2つの作動アクタが使用されている。前記作動アクタは所望されたスライドスリーブ又はクラッチ40, 41, 42を選択しかつ作動し、該スライドスリーブを所望の方向に作動し、軸5と歯車30から35までとの間の連結を行う。この場合には、作動アクタ101と102との間にはメカニズム、例えば1つの切換え軸又は複数の軸又は棒が設けられている。

【0077】

スライドスリーブの選択とスライドスリーブの軸方向の移動は作動アクタを介して可能である。例えば切換え軸は軸の回転でスライドスリーブの選択を行ない、軸の引張り又は押圧で軸方向の作動を行なうことができる。同様にこれは逆の作動方向で行なうこともできる。少なくとも2つの切換え棒を有する実施例では一方の作動アクタが作動しようとする棒の選択、ひいては作動しようとするスライドスリーブの選択を行ない、他方の作動アクタが選択された棒の引張りと押圧とを実施することができる。

【0078】

少なくとも2つの切換え軸を有する実施例では、一方の作動アクタが、作動しようとする軸の回動によってスライドスリーブの選択を行ないかつ他方の作動ア

クタが第2の軸の回動により、選択されたスライドスリーブの軸方向の移動を行なうことができる。

【0079】

図3bにおいては、1つの作動アクタ105が、入れられた変速段の選択に使用されている。作動アクタは所望のスライドスリーブ又はクラッチ40, 41, 42を選択しつつ作動し、このスライドスリーブを所望の方向に作動し、軸5と1つの歯車30から35までとの間の連結を行なう。この場合、作動アクタ105とスライドスリーブとの間には1つのメカニズム、例えば切換えローラが設けられている。この切換えローラは作動アクタによるスライドスリーブの選択とスライドスリーブの軸方向の移動を許す。切換えローラの場合には回動可能なローラの外周面に溝が設けられ、該溝にスライドスリーブのピンが係合している。この場合にはローラの回転によりスライドスリーブは溝に相応して軸方向に移動しがつ変速段を連続的に切換える。

【0080】

図4aには本発明の伝動装置の1実施例が部分的に示されている。この実施例においては変速段4と5のルーズ歯車230, 231は軸204、例えば駆動軸又は入力軸に回転可能に配置され、スライドスリーブ又は前記軸が軸方向に移動させられると、クラッチ240を用いて前記軸と回動不能に結合可能である。同様に負荷切換えクラッチ280は駆動軸の上に配置されている。変速段4と5の変速段歯車220, 221は出力軸又は中間軸の上に配置されており、かつ該軸と回動不能に結合されている。ルーズ歯車32から35は軸205の上に配置され、相応する変速段歯車は軸204の上に配置されている。

【0081】

第1の変速段、例えば歯車34とスライドスリーブ42との間の同期化装置は、マルチコーン形同期化装置、例えばダブルコーンとして構成されている。

【0082】

電気的な機械290、例えばスターターゼネレータ又はスタータ（始動機）又はゼネレータ（点灯用発電機）はこの実施例では第3の変速段の変速段歯車を駆動する。前記電気的な機械は他の変速段の変速歯車を駆動することもできる。

【0083】

図4bには本発明による伝動装置であって、バック段Rが入力軸に回動不能に配置されている変速段歯車225と軸方向に移動可能な中間歯車237と出力軸に回動不能に配置されたスライドスリープ238により作動される伝動装置の1部が示されている。

【0084】

バック段を入れるためには軸方向に移動可能な中間歯車237が作動アクタ295によって軸方向に移動させられるので、変速段歯車225と中間歯車237とスライドスリープ238との間に形状接続による結合が与えられる。

【0085】

図5aと図5bには本発明の伝動装置の1実施例が示されており、出力軸205の後ろに接続されたディファレンシャル299と298が示されている。図5aにおいてはディファレンシャル299はトルク流において駆動機関及び始動クラッチとは反対側に位置する軸方向の端部範囲にて、出力軸又は中間軸205の後ろに配置されている。図5bにおいてはディファレンシャル298はトルク流において駆動機関2と始動クラッチに隣接している軸方向の端部にて、出力軸又は中間軸205の後ろに配置されている。

【0086】

図6においては、図1の伝動装置1の構成的な基本特徴を有する伝動装置300の1実施例が示されている。この場合には変速段を切換えるためにクラッチ又はスライドスリープを作動するために、図3aに示されているように2つの作動アクタ360, 361が使用されている。これらの作動アクタ360, 361はクラッチ又はスライドスリープ340, 341, 342をメカニズム350を介して切換えるか又は作動する。このメカニズム350はスライドスリープの間の選択をアクタ360で実施しあつ選択されたスライドスリープの作動を他のアクタ361で実施する。

【0087】

第5の変速段のルーズ歯車330には負荷切換えクラッチ310、例えば摩擦クラッチが結合されている。この摩擦クラッチは接続されるとルーズ歯車330

を軸305に回動不能に結合する。さらに第1の変速段のルーズ歯車335には第2の負荷切換えクラッチ320、例えば摩擦クラッチが結合されている。この摩擦クラッチは接続されるとルーズ歯車335を軸305に回動不能に結合する。したがって既に先きに記載したようにクラッチ310とクラッチ320とのいずれかが負荷切換え性のために、したがってけん引力の中斷のない変速段の切換えのために押込まれる。クラッチ310と320とを作動するためには伝達部材362aと363aを有する作動アクタ362と363が使用される。伝達部材としては連桿、ポーデンワイヤ、発信及び受信シリンドを有する液圧結合装置又はそれに類似したものが用いられる。アクタとしては電動モータ式に駆動され、增速又は減速伝動装置を有するアクタを用いることができる。同様に他の実施例においては液圧式のアクタを使用することが有利である。

【0088】

図7aと7bには発明の伝動装置400の実施例であって、始動クラッチ403が伝動装置のクラッチ吊鐘体の内部ではあるが、しかし本来の閉鎖された伝動装置ケーシング401の外側に配置されている実施例が示されている。この場合、クラッチ吊鐘体は伝動装置に配置されたクラッチ吊鐘体ケーシングによって部分的に制限された、半分開放した空間402である。この場合、このクラッチ吊鐘体は自動車の機関に固定され、ひいてはクラッチ吊鐘体は少なくともわずかな開口を除いて閉鎖されている。図7aの実施例ではルーズ歯車430を軸404に結合するための負荷切換えクラッチ480はクラッチ吊鐘体の内部に、空間領域402に範囲されている。ルーズ歯車への結合はケーシング壁の開口を貫く中空軸を介して行なわれる。この場合には中空軸を通って同様に軸404もケーシング壁を通って延びている。両方のクラッチ403と480はクラッチ吊鐘体室402内に配置され、有利には摩擦クラッチ、例えば乾式摩擦クラッチとして構成されていることができる。軸404とクラッチ480と、ルーズ歯車430との間の中空軸は有利には支承部材450でケーシング側に支承されている。

【0089】

図7bの実施例ではルーズ歯車430を軸404と結合するための負荷切換えクラッチ480は伝動ケーシング内に、空間領域400aに配置されている。ル

ーズ歯車の結合は中空軸を介して行なわれる。クラッチ403はクラッチ吊鐘体室402内に配置され、有利には摩擦クラッチ、例えば乾式摩擦クラッチとして構成されていることができる。負荷切換えクラッチ480は伝動装置ケーシング内に配置され、有利には湿式回転する摩擦クラッチ、例えば多板クラッチであることができる。軸404は有利には軸受手段450でケーシング側で支承されている。

【0090】

負荷切換えクラッチ80, 480は別の異なる実施例においては他の変速段及び相応する軸のそれぞれ別のルーズ歯車と結合されていることができる。有利には負荷切換えクラッチ80, 480は最高速段のルーズ歯車と結合されていることができる。

【0091】

負荷切換えクラッチ480が最高速段のルーズ歯車30に配置されているか又はこれと結合されると、けん引高速切換えに際してすべての高速段が負荷のもとで切換えられる。負荷切換えクラッチが低い方の変速段（例えば4又は3変速段）のルーズ歯車に取付けられると、これに対して高い方の変速段はもはや負荷のもとでは切換えられない。しかしながら、負荷切換えされる変速段のけん引力の落込みの発生がよりわずかになるという利点が得られる。負荷切換えクラッチ80はすべてのルーズ歯車のように入力軸4又は中間軸5の上に配置されていることができる。しかしながら負荷切換えクラッチ80は入力軸4の上に配置されると有利である。別の有利な実施例では負荷切換えクラッチは中間軸の上に配置されている。

【0092】

有利には負荷切換えクラッチ80は伝動装置ケーシング内で空間的にクラッチ吊鐘体の近くに配置されているか又は入力軸の回転支承器に直接的に配置されている。

【0093】

負荷切換えクラッチは伝動装置における油で充たされた空間内に又はクラッチ吊鐘体に配置されていることができる。

【0094】

変速段の順序と配置は自由に選択可能である。なぜならば伝動装置の自動化された作動に基づき、手動切換え伝動装置の場合のような変速段順序は必要とされないからである。これは、1つのスライドスリーブで切換えられるそれぞれ2つの変速段が手動切換え伝動装置の場合のように隣接した変速段でなければならないことはないことを意味する。

【0095】

負荷切換えされるエンジンブレーキ運転—低切換えのためには、原理的には、第1の変速段を切換えるために、作用的にスライドスリーブとルーズ歯車との間に出力性の係止同期化装置を使用することができる。このようなシステムでは入力軸と燃焼機関との間の同期化のためにトルクの1部を調達し燃焼機関がトルクの他の部分を調達する。しかしながらこれによってけん引力は完全には中断されず、トルクの1部はカルダン軸と駆動車輪とを有する自動車の駆動トレーンに作用する。

【0096】

負荷切換えクラッチは以下のクラッチとして構成されていることができる：

- ・湿式クラッチ
- ・乾式クラッチ
- ・円板クラッチ
- ・単数又は複数の摩擦面を有する円錐クラッチ
- ・1つの摩擦面
- ・2つの摩擦面
- ・3つ以上の摩擦面（例えば多板クラッチ）。

【0097】

ルーズ歯車を軸に結合するクラッチ又はスライドスリーブは以下のように構成されていることができる：

- ・形状接続式クラッチ、例えば爪クラッチ
- ・摩擦接続式クラッチ。

【0098】

伝動装置の効率を最適化するためには、軸とルーズ歯車とを結合するためのクラッチ又はスライドスリーブをほぼ、外部の付加的なエネルギーを消費することなく閉じた状態に保つことが有利である。これに関しては形状接続式のクラッチを使用することができる。エネルギーの消費なしで摩擦接続式のクラッチを閉じた状態に保つためには有利には、力又はエネルギーを蓄える部材、例えばねが設かれていると有利である。前記部材、例えばねにより摩擦面は相互に負荷される。同様にドロキー伝動装置又はね負荷された摩擦クラッチを使用することもできる。

【0099】

形状接続式のクラッチにおける形状接続の歯は種々に構成され、例えば丸面取りされた平らな爪、コンヴェクスな爪、Berliet爪又はAbweiss爪であることができる。

【0100】

有利であることは第1変速段及び／又はバック段に、同期化リングを有する同期化装置を備えることである。別の実施例においては少なくとも個々の変速段が、同期化リングを有する同期化装置を備えていることが有利である。

【0101】

ルーズ歯車30から35とクラッチ40から42は中間軸を有する伝動装置においては種々に配置されることがある。各変速段のルーズ歯車は入力軸又は中間軸の上に配置されていることができる。したがって負荷切換えクラッチも、種々の実施例において一方の軸又は他の軸に配置されることがある。

【0102】

伝動装置は4変速段伝動装置、5変速段伝動装置、6変速段伝動装置又は他の多段変速段伝動装置として構成されることがある。

【0103】

本発明による伝動装置の有利な実施例は、前横配置で自動車に配置されると有利である。他の実施例では有利な前縦配置が採用されていると有利である。この場合には他の有利な駆動トレーン構造のためにも設けることが可能である。

【0104】

作動アクタ 60, 61, 62, 65, 101, 102, 105 及び／又は 36

3は種々の実施例で、出力部材が回転的な出力運動する電気モータ、出力部材が直線的な出力運動する電気モータ、例えばリニア磁石、ハイドロリック回転アクタ（例えば歯車ポンプ、ペーンポンプ等）、液圧式の直動アクタ（例えばピストンシリンダユニット等）、空気力式の回転アクタ（ペーンポンプ等）、空気力式の直動アクタ（ピストン等）、圧電式のアクタ及び熱機械式のアクタで構成されていることができる。

【0105】

モータと作動部材との間には作動アクタは增速伝動装置、例えば以下の形式の機械式の伝動装置：レバー、楔、カム伝動装置、スピンドル、ウォーム、円筒歯車、遊星歯車等、液圧式の伝動装置、空気力式の伝動装置（発信／受信シリンダ）又は一般的に圧力媒体伝動装置を有していることができる。

【0106】

制御された部材を枢着するためには実施例に応じて、以下の形式の伝達区間を使用することが有利である。例えばレバー、ワイヤ、連桿、スライダ、楔、カム伝動装置等の機械的な区間、例えばスニフティング孔を有しているか／有していない発信／受信シリングであるハイドロスタティック式の区間、ハイドロダイナミック式の区間、ニューマチック式の区間のような後調整可能であるか又は自動調節可能である区間を使用することができる。

【0107】

変速段の変換作動と後続の変速段の選択とを行なうための作動アクタは中間伝動装置 110 によってまとめられることもできる。例えばアクタよりも多く与えられている複数の変速段対を切換えることもできる。例えばこのためには H 切替えパターンに相応する分配伝動装置又は 1 つのアクタを有する任意の数の変速段を切換える切替えローラがある。

【0108】

クラッチ、例えば始動クラッチ 3 又は負荷切替えクラッチ 80 は一般的な押圧式又は引張り式クラッチとして構成されていることができる。これらのクラッチは蓄力器のばね力により、作動されない状態で蓄力器により接続状態に保持され

る。さらにクラッチは減力された、自動後調整されるクラッチであることができる。このクラッチは例えば摩擦ライニングの摩耗を自動的に補償する。クラッチは別の実施例では、クラッチが接続されるためにはアクタにより少なくとも部分的に又は部分力で作動されなければならない、押圧閉鎖されたクラッチであることもできる。

【0109】

有利には駆動トレーンには始動／切換えクラッチと機関との間にばねダンパユニット11を有するねじり振動ダンパが設けられると有利である。

【0110】

センサ70, 71、例えば回転数センサは機関と伝動装置との回転数を検出する。この場合、出力回転数は車輪回転数から逆算ができる。さらに入力軸に回転数センサが配置されていることも有利である。

【0111】

さらに本発明によれば自動車の本発明の伝動装置には、

- ・信号処理装置、エレクトロニクス、制御論理回路、信号増幅器、データバスーシステム等を有するマイクロプロセッサを備えた制御装置
- ・警報ランプ、警報音発生器、変速段表示器等のような表示システム等
- ・切換え部材、スイッチ等のような操作部材
- ・オートマチック、変速段のマニュアル選択、冬、スポーツ、運転者識別等を選択するための選択部材を有するプログラム
- ・燃焼機関における電子的な燃料供給部材、例えばEガス制御（電気モータ式、電子式等）を行なう電子的な機関制御装置
- ・機関回転数、車輪回転数、ドア開放認識、エンジンルームカバー開放認識等の検出を行なうためのセンサ装置
- ・伝動装置制御装置と燃焼機関の機関制御装置との間のデータ及び制御信号の伝達装置

が所属している。

【0112】

上記伝動装置においては、電気機械、例えばスタータ、例えば始動機、ゼネレ

ータ、例えば灯光用発電機、スタータゼネレータ、リターナ／付加駆動装置が統合されていることができる。この場合には電気機械は以下の機能を充たすこと、燃焼機関の始動と自動車の電網のための電流の発生を行ない、場合によってはエネルギー回収を伴う電気的なブレーキとして作用することが有利である。この場合には余剰の電気的なエネルギーは再び駆動装置へ供給される。有利には電気的な機械は伝動装置の同期化をアシストするものであると有利であり、自動車が停止する場合に伝動装置の入力軸を零回転数まで制動するためにも用いられると有利である。これにより、個々の実施例においては第1変速段もしくはバック段における同期リングが節約されることになる。切換え時相の間のトルクの減退をなめらかにするためには電気機械はこの時相にてトルクを与えるために目的に合わせて制御可能であると有利である。

【0113】

電気機械は機関側に、つまりはズミ車に、例えばツウマスズミ車の1次はズミ車にも2次はズミ車にも係合することができる。別の実施例においては電気機械が伝動装置入力軸に作用するか又はこれに係合すると有利である。この場合、この電気機械は同軸的にも軸がずらされて配置されていてもよい。電気機械は燃焼機関又は入力軸を直接的に又は中間伝動装置を介して駆動することができる。この中間伝動装置は一定の又は可変の增速比を有していることができる。中間伝動装置は複数の一定の增速比の間で切換えられるか又は增速比が無段に調節されることがある。增速は例えば遠心力制御されて又はアクタで行なうことができる。

【0114】

電気機械の回転運動は機関軸又は伝動装置の入力軸に以下の伝達部材によって伝達されることがある：

- ・歯（円筒歯車、傘歯車等）
- ・巻掛け伝動装置（チェーン、Vベルト、歯付きベルト等）
- ・ハイドロリック伝動装置（ポンプ／モータ等）
- ・摩擦伝動装置、例えば摩擦車伝動装置、トリオイド伝動装置又は球遊星伝動装置。

【0115】

この場合、始動過程は特に2種の形式で行なうことができる。電気的な機械は燃焼機関を直接的に加速するか又は電気機械がまず単独で駆動され、摩擦クラッチが閉じられるため次いで高い回転数から燃焼機関が駆動される。このような機関始動は電気機械が先に伝動装置の入力軸を加速したあとで始動クラッチを介して行なわれる。

【0116】

図8には本発明の伝動装置500の1部分が示されている。この場合には始動クラッチ504は、機関出力軸501と回動不能に結合されたはずみ車502に受容されている。クラッチはこの場合にはクラッチカバー505と、圧着板506と、皿ばね507と、カバー側のリング状の支持部508、例えば支持リングと、皿ばね507を支持部又は支持リングに向かって軸方向に負荷する皿ばね509とから成っている。この場合、皿ばねは半径方向外側で圧着板の円形リング状の突起に支えられ、半径方向内側でリング状の部材508に支えられる。部材508は多部分から構成されていることができる。この場合、少なくとも2つの部分は相対回転のもとで皿ばねの支持範囲を軸方向で後調節する。

【0117】

さらにクラッチ円板520が示され、このクラッチ円板520はほぼ連行円板521と対抗円板522とから成っている。連行円板521と対抗円板522は円形リング状の構成部分として構成されており、半径方向外側で互いに間隔をおいて結合されている。連行円板と対抗円板との間にはフランジ523が半径方向に突入している。この場合、作用的に一方では連行円板と対抗円板と他方ではフランジ523との間には蓄力器524が配置されている。一方では連行円板と対抗円板と他方ではフランジは互いに相対的に蓄力器524の戻し力に抗して回動可能に配置されている。フランジは半径方向内側にてボス525にスライド軸噛合部を介して回動不能に結合されている。連行円板521は半径方向外側にてリング状の範囲を有している。このリング状の範囲は2つの摩擦ライニング526とその間に接続されたばねセグメントによって形成されたライニングばねとから成っている。摩擦ライニングはクラッチ504のはずみ車502と加圧板50

6との対応摩擦面に摩擦接触させられる。

【0118】

クラッチを作動するためにはクラッチ作動レバー530が用いられる。このクラッチ作動レバー530は軸531を中心として旋回可能に支承されている。半径方向内側ではレバー530は横断面で見てU字形の受容体531に受容されている。この受容体531自体は軸方向に移動させることのできる中空円筒形の保持体532により保持される。前記受容体は円形リング状に構成されていることができる。中空円筒状の保持体532は一方の軸方向の端部領域にレリーズ軸受535の軸受外レースを保持している。この場合、保持体532はレリーズ軸受535を半径方向外側で取囲んでいる。軸受内レースは軸方向で、クラッチ504を接続又は遮断するために皿ばねの皿ばね舌状部を作動するためのストップ領域を保持している。レバーが図8において時計回り方向に旋回させられるとクラッチは遮断される。保持体532はガイド599により案内されている。さらに軸方向支持部598と軸方向支持部598のための拡開リング597を備えている。

【0119】

ボス525はスプライン軸噛合部を介して伝動装置入力軸503と回動不能に結合されている。

【0120】

伝動装置500は伝動装置ケーシング500aを有し、この伝動装置ケーシング500aはとりわけクラッチ吊鐘体を伝動装置の内室から分離している。伝動装置の壁は開口を有し、該開口を通して伝動装置入力軸503が突出する。伝動装置入力軸503の上にはルーズ歯車560が軸受562を用いて回動可能に支承されかつセンタリングされている。同時にルーズ歯車560は軸受563でケーシング側に支承されている。この場合、軸方向のスリーブ状の付加部560aが軸受563を半径方向外側で受容し、軸受562aを半径方向内側で受容し、スリーブ状の付加部560bが軸受562bを半径方向内側で受容している。シール570はケーシング500aと部材560aとの間に軸受を周囲から掴んでシールするように配置されている。シール571は伝動装置入力軸503と部材

60aとの間にシール作用を発揮するように配置されている。シールはケーシングと案内との間に受容されていることもできる。

【0121】

ルーズ歯車560は半径方向外側にある歯で変速段歯車561の歯に噛合っている。伝動装置入力軸503にはウェブ550が回動不能にかつ軸方向に不動に結合されている。ウェブは半径方向内側で噛合部と軸503の対応噛合部552cとを有し、前記軸503と回動不能に結合されている。この場合、軸方向の確保は軸のリング状の切欠きに受容されている2つのスナップリング又は安全リング552a, 552bによって行なわれる。ウェブ550は半径方向外側に歯550aを有し、該歯550aにスライドスリープ551が内歯551aで、軸方向に移動可能ではあるが回動不能に受容されている。

【0122】

ルーズ歯車は軸方向で見て一方の、ケーシング壁に向き合った端部領域に、半径方向外側に歯560cを有している。この歯560cに、スライドスリープ551がルーズ歯車に向かって軸方向に移動させられると、スライドスリープ551が形状接続的に係合する。スライドスリープとルーズ歯車との間の形状接続的な前記結合によって、軸503と変速段歯車561との間の形状接続的な結合がルーズ歯車560を介して行なわれる。スライドスリープ551の軸方向の移動はレバー、例えば切換えレバー570で行なわれる。この切換えレバー570はスライドスリープの半径方向外側のほぼU字形の受容部に形状接続的に係合する。軸方向の移動のためにはスライドスリープはレバーで制御される。この場合にはこのためにはアクタ571が制御ユニットにより制御される。

【0123】

レバー530を旋回させるためにはアクタ580が用いられる。

【0124】

ウェブ550とルーズ歯車との間の摩擦接続的な結合のためには、負荷切換えクラッチ590が設けられている。この負荷切換えクラッチ590は摩擦クラッチ又は多板クラッチとして、少なくとも個々の薄板592が半径方向外側で、ウェブ550の軸方向に延びるアームに回動不能に支えられ、同様に他の個々の薄

板591が半径方向内側で、ルーズ歯車560の軸方向に延びるアームに回動不能に支えられるように構成されている。この場合、薄板は交互の配列で配置されている。このために薄板は摩耗ライニング保持体を有し、この摩擦ライニング保持体の上には場合によっては両側に摩擦ライニングが配置されている。これらの摩擦ライニングは一方では半径方向外側にかつ他方では半径方向内側に受容部又は湾曲部又は突出する部材を有している。これらの受容部又は湾曲部又は突出部はウェブ又はルーズ歯車の受容部又は突出部材と形状接続によって互いに係合する。レバー530が逆時計回り方向に作動させられると、軸受内レースの、クラッチから離れた一方の軸方向の側面は、アーム560aの側面に当接し、アーム560aを軸方向に移動させる。したがって薄板は相互に負荷されかつ摩擦接続的な結合でルーズ歯車と軸とを互いに結合する。

【0125】

図8aにはレバーを用いた多板クラッチの作動が中空軸560aを介してではなく、壁500aにおける開口を通して係合するピンを介して行なわれる本発明の伝動装置の1実施例が示されている。このためにはレバー530の受容領域531は円板状の部材601と結合されている。この円板状の部材601は同様に少なくとも個々のピン602と形状接続的に結合されている。このためにはピンは円板とリベット結合されている。他の実施例では円板601とピン602は溶接されているかねじ結合されている。軸503には孔596が設けられている。さらに蓄力器595、例えればねが設けられている。

【0126】

伝動ケーシング500a内のピンの端部範囲にはスラスト軸受610が配置されている。このスラスト軸受610は転動体611を用いてルーズ歯車560に対し軸方向に支えられている。したがって多板クラッチ590を作動した場合に軸方向力がレバー530から円板601を介してピン602に、スラスト軸受611を介してルーズ歯車560にかつそこから多板クラッチに伝達される。

【0127】

図9には概略的に、始動クラッチと負荷切換えクラッチとを圧力媒体、例えば液圧媒体で作動する作動装置の1実施例700が示されている。押し棒702を

備えた後置の伝動装置701aを有する電気モータ式の駆動装置を例えれば有するアクタ701は、発信シリンダ704のピストン703を作動する。ピストン703は発信シリンダ704の室領域705内で軸方向に走行可能である。ピストン703は室領域705を軸方向でピストンの前にある室領域706と、軸方向でピストンの後ろにある室領域707とに分けている。室領域706は流体接続部710、例えば液圧導管を用いて、受信シリング720と接続されている。室領域707は流体接続部711、例えば液圧導管を用いて受信シリング730と接続されている。

【0128】

ピストン703がスニフティング孔712を越えて軸方向で液圧導管710に向かって動かされると、シール装置が室領域706を閉鎖し、ピストン703がさらに軸方向に移動することで受信シリンダピストン721が軸方向に移動させられる。したがって突棒722を用いて始動クラッチのレリーズレバーが作動可能であり、クラッチが遮断可能である。ピストン721を反対方向に軸方向で移動させることでクラッチは再び接続される。受信シリンダはピストンと一方の軸方向の側壁との間に蓄力器723を有している。この蓄力器723はその戻し力に基づき、クラッチが遮断された場合のピストン721の戻りを助ける。ピストンが再びスニフティング孔712を越えて戻されると室領域706は再び無圧に切換えられる。何故ならば室領域706が補償タンク740と接続されているからである。

【0129】

ピストン703がスニフティング孔713を越えて軸方向で液圧導管711に向かって動かされると、シール装置708は室領域707を閉鎖し、ピストン703がさらに軸方向に移動することで、受信シリンダピストン731が軸方向に移動させられ、したがって突棒732により負荷切換えクラッチのレリーズレバーが作動可能でありかつクラッチが遮断可能である。ピストン731を反対の方へ軸方向に移動させるとクラッチは再び接続される。受信シリンダはピストンと一方の軸方向の側壁との間に蓄力器733を有している。この蓄力器733はその戻し力に基づき、クラッチが遮断された場合にピストン731が戻ることを

助ける。ピストンが再びスニフティング孔713を越えて戻される(710に向かう方向)と、室領域707が補償タンク740と接続されるので、室領域707は再び無圧に切換えられる。

【0130】

図9aには、受信シリンダ720と730とが伝動装置内部に配置された実施例が示されている。受信シリンダ720はケーシング壁500aの受容部に受容されている。この場合、ピストン棒はケーシングにおける開口を通ってケーシングから突出し、軸受531に旋回可能に支承されたレリーズ530を作動する。その際、ピストン棒はレバー530に対し負荷される。圧力媒体を供給するためには液体導管710、例えば液圧導管が発信シリンダと結合される。

【0131】

さらに図9aでは受信シリンダ730が折畳みペロー受信シリンダとして構成され、該折畳みペローシリンダが伝動装置内でケーシング壁500aに配置されている。液圧導管711は外から壁500aの開口を通って延び、折畳みペロー801の内部に圧力媒体を供給する。折畳みペローはこのために円形リング状のペローとして構成され、このペローは多板クラッチに近い端部領域にルーズ歯車560を負荷するため、ひいては多板クラッチ590を負荷するためのスラスト軸受611を保持している。

【0132】

受信シリンダ720はケーシング壁500aの受容部に受容されている。この場合、ピストン棒はケーシングにおける開口を通してケーシングから突出し、軸受531に回転可能に支承されたレリーズレバー530を作動する。この場合、ピストン棒はレバー530を負荷する。圧力媒体を供給するためには流体導管710、例えば液圧導管が発信シリンダに接続されている。

【0133】

別の発明的な思想は、伝動装置、例えば歯車変速伝動装置であって、入力軸と出力軸と場合によっては中間軸を有し、第1と第2の歯車とを有する多数の歯車対を備え、第1の歯車が第1の軸と回動不能に結合されかつ第2の歯車が第2の軸とスライドスリーブを介し形状接続で結合可能で、これにより伝動装置の伝達

比が切換え可能であり、それぞれ2つの歯車対がその間に配置されたスライドスリープと共に構成グループとして配置されており、歯車対が入力軸と出力軸との間の多数の伝達比の種々の伝達を切換え状態で行なうように前記歯車対は構成されている伝達装置に関する。さらに本発明の別の思想は、伝動装置、例えば歯車変速伝動装置であって、入力軸と出力軸と場合によっては中間軸とを有し、第1と第2の歯車を備えた複数の歯車対を有し、第1の歯車が第1の軸と回動不能にかつ第2の歯車が第2の軸とスライドスリープによって形状接続的に接続可能であり、これにより1つの伝動装置伝達比が切換え可能であり、それぞれ2つの歯車対がその間に配置されたスライドスリープと共に構成グループとして配置され、歯車対が切換え状態で、入力軸と出力軸との間の多数の伝達比の種々の伝達を行なうように前記歯車対が構成されている伝動装置に関し、少なくとも個々の構成グループにおいて、1つの構成グループの両方の歯車対が、伝動装置の伝達比の上昇する配列にて互いに相上下して統かないような伝達比を有していることを特徴としている。

【0134】

さらに本発明は、伝動装置、例えば歯車変速伝動装置であって、入力軸と出力軸と場合によっては中間軸を有し、第1と第2の歯車を有する複数の歯車対を有し、第1の歯車が第1の軸と回動不能に結合されかつそれ第2の歯車が第2の軸とスライドスリープによって形状接続で結合可能であり、これにより1つの伝動装置伝達比が切換え可能であり、それぞれ2つの歯車対がその間に配置されたスライドスリープと共に構成グループとして配置されており、歯車対が切換え状態で入力軸と出力軸との間の多数の伝達比のそれぞれ1つの種々の伝達を行なうように前記歯車対が構成されている伝動装置に関する。

【0135】

このような伝動装置は自動車において一般的に公知である。この伝動装置は入力部と出力部との間に不連続の伝動装置伝達比を有し、これらの伝動装置伝達比が切換え可能である。この場合、伝達比又は変速段は上昇する配列（変速段1から5又は6とバック段）で仕分け可能である。第1の変速段は通常は自動車の始動と操車に用いられ、より高い変速段はいわゆる長い伝達で、つまり例えば高い

走行速度での自動車の走行に用いられる。この伝動装置においては2つの歯車対とこれらの歯車対の間のスライドスリーブとから構成グループが形成され、各歯車対が、種々異なるが伝達比の配列において隣り合った伝達比を有するように構成されている。例えば第1変速段の歯車対が第2変速段の歯車対とその間にあるスライドスリーブと共に1つの構成グループにまとめられている。第1変速段から第2変速段への切換えはスライドスリーブを第1の変速段の歯車対の側から第2の変速段の歯車対の側へ移動させることで行なわれる。別の変速段が切換えられるときは、第1変速段と第2変速段の歯車対の間のスライドスリーブが中間位置へもたらされ、他のスライドスリーブ、例えば第3と第4の変速段のスライドスリーブが作動される。これは通常は手動切換え伝動装置において切換えレバーの切換え及び選択運動で行なわれる。この場合、第1変速段から第2変速段へ切換える場合には、切換えレバーを変速段1-2の切換え路に沿って移動させることでスライドスリーブが移動させられることで行なわれる。

【0136】

特に自動的に作動される伝動装置であって、スライドスリーブの移動が駆動装置を有する作動ユニットによって制御されて行なわれる伝動装置の場合には特に、手動切換え可能な伝動装置の場合にも、上記伝動装置においては例えば第1の変速段の取出しと例えば第2の変速段の切換えが連続的に行なわれなければならぬので、自動化された作動は比較的にわずかな切換え速度で行なわれる。自動化された伝動装置の場合には変速段又は伝動比の選択は運転者によって行なわれ、運転者により作動可能な信号発生器で制御ユニットに伝達されるか又は自動化されて制御ユニットにおいて記憶されるプログラム又は方法によって行なわれる。この場合、機関モーメント、伝動装置回転数又は機関回転数特性線が記憶されており、これらの値は機関モーメント、伝動装置回転数及び/又は機関回転数が閾値に達すると変速段の交換を開始させかつ実行させる。

【0137】

本発明の課題は、冒頭に述べた形式の伝動装置であって、切換え速度がはっきりと高められるような伝動装置を提供することである。この伝動装置は、けん引力中断を伴う伝動装置の場合に、けん引力中断の時間ができるだけ減少され、こ

のけん引力の中断が自動車の運転者に不快感を与えなくなるという利点を有している。

【0138】

この課題は本発明によれば少なくとも個々の構成グループにおいて、1つの構成グループの両方の歯車対が、伝動装置の伝達比が下降又は上昇する相互配列にて相上下して実施される伝達比を有していないことで解決された。前記相互配列とは前進変速段の配列順序1、2、3、4、5、(6)である。この場合、下降又は上昇する配列順序は変速段又は伝達比の配列順序を決定する。

【0139】

さらに少なくとも個々の構成グループが、伝達比の上昇する相互配列にて互いに相上下して連続しない伝達比を有するスライドスリーブにより切換える可能な歯車対を有するように構成されていると有利である。

【0140】

同様に、1つの構成グループにおいて、第1の変速段を切換えるための歯車対が、第3から第6の変速段の1つ又はバック段Rを切換えるための歯車対とまとめられていると有利である

さらに1つの構成グループにて、第2の変速段を切換えるための歯車対が第4から第6変速段の1つ又はバック段を切換えるための歯車対とまとめられていることが有利である。

【0141】

さらに1つの構成グループにおいて、第5変速段を切換えるための歯車対が変速段1、2、3の1つ又はバック段を切換えるための歯車対とまとめられていると合目的的である。

【0142】

さらに個々の構成グループのスライドスリーブが少なくとも1つの作動部材で作動されると合目的的である。

【0143】

有利であるのは、少なくとも1つの作動部材が駆動装置を有する作動ユニットで結合されかつ伝動装置の伝動比が自動化されて前記作動ユニットにより制御可

能であることである。

【0144】

図10には自動車の伝動装置1001であって、駆動ユニット1002、例えばエンジン又は内燃機関とクラッチ1003、例えば摩擦クラッチの後ろに配置された伝動装置1001が概略的に示されている。この伝動装置は入力軸1004と出力軸1005とを有している。入力軸1004は軸受1010を介して伝動装置ケーシング1a内に回転可能に支承されており、半径方向にセンタリングされ、場合によっては軸方向に支承されている。

【0145】

入力軸1004と出力軸1005はほぼ同軸に配置されている。この場合、出力軸は入力軸の延長に配置されている。出力軸は同様に伝動装置ケーシング内に支承されかつセンタリングされている。

【0146】

さらに伝動装置1001は中間軸1006を有している。中間軸1006は歯車対1007, 1008を介して、入力軸1004と駆動結合されている。この場合、歯車1007は入力軸と回動不能に結合され、歯車1008は中間軸1006と結合されている。歯車1011, 1012と1013, 1014は出力軸1005に回動不能に結合されている。歯車1015, 1016は中間軸1006と回動不能に結合されている。歯車1017, 1018及び1019, 1020は中間軸1006に回転可能に支承されている。同様に歯車1021, 1022は出力軸1005に回転可能に受容されている。

【0147】

歯車1017, 1018はスライドスリープ1030の軸方向の移動のもとで中間軸1006と形状接続的に結合可能である。同じことは、スライドスリープの軸方向の移動のもとで中間軸1006と形状接続的に結合可能である歯車1019, 1020にも当嵌まる。これは、スライドスリープ1031の軸方向の移動のもとで出力軸1005と形状接続的に結合可能である歯車1021, 1022にも当嵌まる。この場合にはそれぞれ1つの歯車だけがスライドスリープとともに結合可能である。何故ならばスライドスリープは軸方向の移動だけによって

しか軸と歯車との間の形状接続的な結合を生ぜしめることができず、スライドスリーブが歯車の間に配置されているからである。伝動装置の運転においては通常は、常に最大、1つのスライドスリーブと1つの歯車との間の1つの形状接続的な結合しか生じない。何故ならばこれによって出力軸と中間軸との間の固定した伝達比が切換えられるからである。

【0148】

伝動装置1001は図示のように3つの構成グループを有している。これらの構成グループは2つの歯車対とその間に配置された1つのスライドスリーブから形成されている。1つの構成グループAは歯車対1011, 1017と1012, 1018とスライドスリーブ1030によって形成されている。第2の構成グループBは歯車対1015, 1021と1016, 1022とスライドスリーブ1031によって形成されている。第3の構成グループCは歯車対1013, 1019及び1014, 1020とスライドスリーブ1032とから形成されている。

【0149】

この場合、歯車1011, 1017もしくはこの歯車対は第1の変速段の伝達部を形成し、歯車1021, 1015は第2の変速段の伝達部を形成し、歯車1012, 1018は第3の変速段の伝達部を形成し、歯車1022, 1016は第4の変速段の伝達部を形成し、歯車1013, 1019は第5の変速段の伝達部を形成し、歯車1014, 1020は中間歯車1040と共にバック段Rの伝達部を形成する。

【0150】

図面から判るように第1と第3の変速段の歯車対は本発明によれば第1の構成グループが形成し、第2と第4の変速段は本発明によれば第2の構成グループが形成する。したがってこの場合には変速段の上昇する配列順序で見て、隣り合っていない変速段の歯車対は、それぞれ相応のスライドスリーブを有する1つの構成グループを形成する。

【0151】

伝動装置1001の変速段を切換えるためのスライドスリーブ1030, 10

31, 1032は、作動ユニット1051で作動、例えば軸方向に移動させられる。この場合、作動ユニット1051とスライドスリーブとはそれぞれ1つの結合装置1050、例えば連桿又はワイヤ又はボーデンケーブル又は切換え軸を備えている。作動ユニットは電気モータ及び／又は圧力媒体作動式の駆動装置、例えばハイドロリックユニットを備えている。

【0152】

変速段1, 3と2, 4と5及びバック段Rとをそれぞれ1つの構成グループとして配置することは、バック段Rを有する5段（前進変速段）伝動装置の変速段の本発明によって可能な配置の1つである。別の可能な配置は以下の表に記載してある。表に記載された実施例においては連続する配列順序でない変速段の配置を有するそれぞれ2つの構成グループが存在している。

【0153】

表

| | | |
|-----|-----|-----|
| 1.3 | 2.4 | 5.R |
| 1.3 | 2.5 | 4.R |
| 1.4 | 2.5 | 3.R |
| 1.4 | 2.R | 3.5 |
| 1.5 | 2.4 | 3.R |
| 1.R | 2.4 | 3.5 |

本発明によって可能な別の配置は以下の表に示されている。この場合、当該表に記載された実施例においては連続しない配列順序での変速段の配置に設けられたそれぞれ1つの構成グループが存在している。

【0154】

表

| | | |
|-----|-----|-----|
| 1.3 | 2.R | 4.5 |
| 1.4 | 2.3 | 5.R |
| 1.5 | 2.3 | 4.R |
| 1.5 | 2.R | 3.4 |
| 1.R | 2.5 | 3.4 |

1.2 3.5 4.R

本発明による相応の伝動装置は、例えばバック段を有する4段伝動装置（4つの前進段）で又はバック段を有する6段伝動装置（6つの前進段）で、一般性を制限することなく構成されることもできる。

【0155】

伝動装置の本発明の構成によって、個々の変速段入れ替えステップの時間的な重なりが可能である。すなわち、少なくとも部分的に作動を時間的に並行して実施することができる。

【0156】

図11aには、本発明の1実施例であって、電気機械1101が伝動装置入力軸1102に対し並列に配置され、伝動装置1104を有するか有していない中間歯車1103を介して又は直接的に内燃機関1106のはずみ車1105を駆動できるか又は該はずみ車1105と駆動結合されている形式の伝動装置が示されている。この場合、この伝動装置は電気機械の軸と電気機械の駆動ビニオンとの間に接続されていることができる。さらに図面にはダンバ1108を有するクラッチ1107並びに作動アクタ1107が示されている。

【0157】

図11bには、電気機械1111が機関出力軸1110及び／又は伝動装置入力軸102に対し同軸に配置され、内燃機関1106のはずみ車1105を駆動できるか又は該はずみ車1105と駆動結合させられている本発明の実施が示されている。さらに図面にはダンバ1108を有するクラッチ1107と作動アクタ1109が示されている。この場合、電気機械1111はケーシング固定のステータ1112とはずみ車のモータ側の壁部に配置されたロータ1113から成っている。本発明の別の実施例においてはローダが半径方向外側ではずみ車に固定されかつ配置されていることができる。

【0158】

図11cには本発明の1実施例であって、電気機械1120が機関出力軸1110及び／又は伝動装置入力軸1102に対し同軸に配置されかつ内燃機関1106のはずみ車1105又は入力軸1110が駆動できるか又はこれと駆動結合

されている実施例が示されている。さらにダンバ1108を有するクラッチ1107並びに作動アクタ1109が図示されている。この場合、電気機械1120はケーシング固定されたスタータ1121と伝動装置入力軸に回動不能に結合されたロータ1122とから成っている。これは例えばダンバ出力部分を介して行なうことができる。本発明の別の発明的な実施例においてはロータははずみ車に半径方向外側に固定されかつ配置されていることができる。

【0159】

図12には第1又は第5の変速段、有利には最高変速段又は2つの変速段を作動するため又は入れるための負荷切換えクラッチ1201を有する伝動装置1200が示されている。負荷切換えクラッチ1201は駆動機関を、伝動装置入力軸1202を介して、出力軸1203と結合する。負荷切換えクラッチは有利には摩擦クラッチとして構成されている。

【0160】

自動車においては、登り坂又は下り坂で意図しないに自動車が転がり動くことを防止するパーキングロックを保証するためには、このパーキングロックが好ましい費用で実現されると有利である。

【0161】

図12の伝動装置は、伝動装置において1つの変速段が入れられていると前記パーキングブロックを確実に可能にする。この場合、変速段の歯車グループは負荷切換えクラッチと結合されていない。例えば変速段2がルーズ歯車1210と変速段歯車1211とのグループの接続で入れられている。この場合、ルーズ歯車1210はクラッチ、例えば形状接続式のクラッチ1213を用いて軸1214と結合されている。次いで摩擦接続的な負荷切換えクラッチ1201が接続されると、変速段1又は負荷切換えクラッチを有する他の変速段が同様に切換えられ、伝動装置がロックされかつ出力軸が錠止される。

【0162】

先きの図には本発明の負荷切換え伝動装置の構造が示されている。

【0163】

出力軸に対し負荷切換えクラッチで負荷切換えされる伝動装置へ電気機械を統

合することにより上記利点を達成することができる。特に有利であるのは切換え過程の間に電気機械を補助的に使用すること及び運動エネルギーを電気的なエネルギーに逆に蓄えるゼネレータとして用いることが特に有利である。電気的な機械で変速段の切換えに結合されたけん引力減退は、全負荷接続の場合ですら完全に補償される。さらに、電気的な機械は、特に部分負荷接続の場合には負荷切換えクラッチに対して並列に、出力モーメント制御のために使用されることがある。これによって、回転数の函数としてのモーメント経過が無段に調節可能な伝動装置、例えばCVT伝動装置に似ているモーメント経過を切換え過程にて実現することができる。付加的に電気的な機械は出力軸に対する制御されたモーメントの伝達によって変速段の臨界相にて補助的に作用して、開放しようとする切換えクラッチのモーメントレス性を保証する。

【0164】

明細書の記述の基礎を成す、電気的な機械の統合された負荷切換え伝動装置の配置は図1.2に略示されている。これはクラッチ1201がどの方向に切換えられているかに応じて第1の変速段も第5の変速段も出力軸に対して支えることができる負荷切換えクラッチ1201を有する中間伝動装置である。電気機械1220は伝動装置入力軸に対する增速を有しているか又は有していないかに、その構成に応じて、例えば歯車段又はベルト又は他の駆動装置を介して作用する。

【0165】

有利であるのは、電気機械1220から伝動装置入力軸に放出された出力が短時間に、燃焼機関の出力を上回ることができるが、長期的にははっきりと少ない出力が電気的な機械から伝達可能であることである。他の変化実施例では電気的な機械が燃焼機関よりもわずかな出力を与えることが有利である。

【0166】

電気モータ1220を切換え過程に関与させると、けん引-高切換えはほぼ完全にけん引力中断なしで実施できる。この場合、変速段切換え時相における自動車の加速は、伝動装置の同期化の間にモーメントを出力軸に伝達する負荷切換えクラッチ1201によって正しく維持される。負荷切換えクラッチは伝動装置の第5変速段に位置しているので、出力モーメントは「古い変速段からの取出し」

及び「新しい変速段の投入」の時期に全負荷運転の場合に、アクチュアルな変速段の切換えクラッチと負荷クラッチとの間の伝達比にしたがって下降する。(1 → 2) 切換えの後のモーメントレベルに関し、これは 40%へのけん引力減退に相当する。このけん引力減退を完全に行なうためには燃焼機関に対して並列に伝動装置入力軸に作用する電気モータのモーメントを使用できる。

【0167】

次いで全負荷のもとで電気機械を使用した(1 → 2)けん引-高切換えの切換え時期について論じる。所属のモーメント及び回転数経過は図 13a と 13b とに示されている。始動クラッチは完全な切換え過程の間、閉じたままである。

【0168】

図 13a と 13b においてはトルク M と回転数 n との経過が時間の函数として示されている。この場合には個々の時間領域 a, b, c, d, e, f, g, h, i, j の相違については以下に論ずる。

【0169】

領域 a :

切換え前の状態。第 1 の変速段の切換えクラッチは閉じられており、最大の機関モーメントを出力軸に伝達する。出力モーメントは簡易化されたモズールのための $M_{ab} = M_{mot} \cdot i_{sk}$ に従って与えられる。

【0170】

【外 1】

質量加速を考慮して、 $M_{ab} = M_{mot} \cdot i_{sk} - \sum_i J_i * da/dt$ が、以下のリストアップ $J_i = (J_{mot}; J_{Ku}; J_{KS}; J_{E-Masch}; J_{Ein}; J_{Aus}; J_{SR}; \dots)$ の量からの慣性モーメントと以下の量 $\omega_i = (\omega_{mot}; \omega_{Ku}; \omega_{KS}; \omega_{E-Masch}; \omega_{Ein}; \omega_{Aus}; \omega_{SR}; \dots)$ の回転数とで得られる。

【0171】

この場合、インデックスは以下の通りである：

mot =モータ、

Ku =クラッチ、

KS=クラッチ円板、

E-Masch=電気機械、

Ein=伝動装置入力軸、

Aus=伝動装置出力軸、

SR=はずみ車。

【0172】

したがって慣性モーメントの考慮は上記式の最後の総和項が表現している。回転数及び／又はトルクのための以下の式ではこのような考慮は行なわれないが、この式には先きに述べたことが当嵌まり、これらの式が受け継ぐ。

【0173】

【外2】

領域b:

ここで切換え過程が導入される。第5変速段における負荷切換えクラッチ1201はコントロールされて、切換え後の ($M_{ab}^{mach-Schaltung} = M_{v-Mot} \cdot i_{SK2}$) に相応したモーメントレベルが出力軸に調節されるまで閉じられる。次いで負荷切換えする伝動装置の摩擦及び形状接続のための方程式にしたがって、負荷切換えクラッチにより伝達されたモーメントは $M_{LSK} = \frac{M_{GE} \cdot (i_{SK1} - i_{SK2})}{(i_{SK1} - i_{LSK})} \cdot M_{GE}$ になる。この場合 M_{GE} は伝動装置入力軸に作用するモーメントを表す。

【0174】

領域c、d:

投入した変速段の切換えクラッチを開くことができるためには、伝動装置入力軸の全モーメント (M_{G1}) が負荷切換えクラッチにより出力軸に伝達されなければならない。したがって負荷切換えクラッチは少なくとも部分的に閉じられ、モーメント流は切換えクラッチ SK1 から負荷切換えクラッチ (LSK) へ移行する。 $i_{LSK} < i_{SK2}$ であるのでこれは出力モーメントを値 $M_{ab} = M_{G1} \cdot i_{LSK}$ に減退させる。この切換え時期に電気機械を使用することによって、けん引力の減退が補償される。電気機械のモーメントはこのために短時的に上昇させられるので、モ

ーメントレベル $M_{G1} = M_{V_Mot} + M_{I_Mot}$ が伝動装置入力軸 1202において調節される。このモーメントレベルはコンスタントな出力モーメントが生じるように選択されることがある。いまやモーメント流はもっぱら負荷切換えクラッチを介して伝達されるのでアクチュアルな変速段の切換えクラッチはモーメントを伝達しなくなりかつ開かれることができるようになる。

【0175】

領域e、f：

けん引-高切換えの場合には新しく投入しようとする変速段の切換えクラッチを同期回転数で閉じる能够性により燃焼機関と伝動装置入力軸とが低い回転数に制動されなければならない。同期化過程は負荷切換えクラッチとこれを助ける機関干渉とを用いて著しく加速される。負荷切換えクラッチはひきつづき閉じられかつモーメントを出力軸に伝達する。燃焼機関はエンジンブレーキ状態に変えられ、これによって機関と伝動装置入力軸は機関モーメントと負荷切換えクラッチモーメントとの和で制動される。電気モータのモーメントはこの時期においては同様に零に減じられる。

【0176】

本発明の別の変化実施例においては燃焼機関と伝動装置入力軸の積極的な制動を電気機械によっても行なうことができる。この場合には電気機械はゼネレータとして作用し、燃焼機関と伝動装置入力軸との運動エネルギーは電流に変換される。これにより同期化過程は積極的に短縮される。このような戦略は図14aと14bとに示されている。

【0177】

領域g、h：

目的回転数に達する直前に機関モーメントは運転者所望モーメントに相応してガスペダル操作に基づき適当な値又は最大値に上昇させられる。ひきつづきモーメント流は第5変速段における負荷切換えクラッチを介して伝達されるので、コンスタントな出力モーメントを保証するためには電気モータは燃焼機関に対して並列にモーメントを出力軸に伝達しなければならない。伝動装置入力軸の総モーメントは負荷切換えクラッチを介して出力軸に伝達されるので、新しく投入しよ

うとする変速段の切換えクラッチはモーメントを伝達しなくなりかつ同期回転数で閉じられることができる。この場合、機関と伝動装置入力軸の回転数の制御は快適に電気モータを介して行なわれる。

【0178】

領域i、j：

投入しようとする変速段の切換えクラッチが閉じられると、電気モータのモーメントが後退させられかつ負荷切換えクラッチが開かれる。するとモーメント流は連続的に負荷切換えクラッチから切換えクラッチに移行しかつ切換え過程が終了する。

【0179】

全負荷けん引一低切換えは同様に、アシストする電気モータ干渉の助けで完全に又は部分的にけん引力減退なしで実施することができる。この場合、電気モータは燃焼機関に対し並列にモーメントを伝動装置入力軸に伝達する。次いでこのモーメントは一方では燃焼機関を伝動装置入力軸を含めて同期化回転数に加速するため使用することができ、他方では負荷切換えクラッチと第5の変速段を介して出力軸に支えられることがある。切換えは完全に機関干渉なしで又は始動クラッチの制御なしで行なうことができる。燃焼機関又は始動クラッチのアシストする制御は可能である。以後記載する切換え戦略のモーメント及び回転数経過は図15a, 15b及び図16a, 16bに示されている。

【0180】

領域a：

切換え前の状態。切換えクラッチSK3は最大機関モーメントを出力軸に伝達する。出力モーメントは $M_{ab} = M_{Mot} \cdot i_{SK3}$ で表されている。

【0181】

領域b、c：

いまや切換え過程が導入される。このためには第5の変速段における負荷切換えクラッチが閉じられ、アクチュアルな変速段の切換えクラッチの負荷が除かれることによって出力モーメントが落ち込まないように、燃焼機関に並列にモーメントが電気モータから伝動装置入力軸へ伝達されなければならない。けん引力

減少が阻止されるためには、負荷切換えクラッチが完全に閉じられた状態で、電気モータのモーメントは

【0182】

【数1】

$$M_{E_Mot} = M_{V_Mot} \cdot \left(\frac{i_{SK3}}{i_{LSK}} - 1 \right)$$

【0183】

に上昇させられなければならない。負荷切換えクラッチが完全なモーメントを出力軸に伝達すると、アクチュアルな切換えクラッチはモーメントを伝達しなくなりかつ開かれることができる。

【0184】

領域d～g：

けん引力ー低切換えの場合には、伝動装置入力軸を燃焼機関を含めてより高い同期化回転数に加速する必要がある。機関はすでに最大モーメントを提供しているので（全負荷切換え）、同期化に必要とされるエネルギーは電気モータからしか与えることができない（前提条件は負荷切換えクラッチから出力軸に伝達されたモーメントは一定に保っておきたい）。したがって電気モータのモーメントは上昇させられかつ伝動装置入力軸は燃焼機関を含めてより高い回転数に加速される。負荷切換えクラッチはスリップし、その間に、切換え前のレベルに相当するモーメントを出力軸に伝達する。

【0185】

同期回転数に達する前に電気モータのモーメントが減じられ、一方では閉鎖しようとする切換えクラッチがモーメントを伝達しないことが保証され、他方では同期回転数範囲が確実にかつ快適に与えられる。両方の条件が充たされると切換えクラッチSK2は閉じられる。

【0186】

領域h、i：

いまや負荷切換えクラッチが開かれ、モーメント流は切換えクラッチSK2へ移

行する。これに対し並列に電気モータのモーメントが零に減じられかつ切換え過程が終了する。

【0187】

上では切換え過程は全負荷のもとで論じた。この場合には、燃焼機関に対して並列にモーメントを伝動装置入力軸に伝達する電気モータがどのようにして切換え時期においてけん引力の減退を補償するかが示されている。伝動装置入力軸に作用するモーメントに迅速にかつ正確に電気モータによって影響を及ぼすことができることにより、切換え過程における出力モーメントの経過を異ならせることができが可能になる。これにより、CVT伝動装置に似たモーメント経過が部分負荷切換えにて実現可能になる。モーメント制御の前記可能性は、有利には自動的な部分負荷切換えに際して有利である。電気モータは付加的なモーメントを伝動装置入力軸に伝達できるだけではなく、同様に伝動装置入力軸を制動できるので、モーメント経過は総じて平滑にされる。

【0188】

図17a、17bは(1→2)部分負荷けん引一高切換えのモーメント経過が示されている。前記(1→2)部分負荷けん引一高切換えは電気モータと負荷切換えクラッチとの助けで、変速段の切換えの前と後で出力モーメントの間に連続的な移行が与えられるように行なわれる。電気モータの干渉のない部分負荷けん引一高切換え(灰色で図示)と電気モータの干渉のある部分負荷けん引一高切換え(黒で図示)との間の比較は、出力モーメントの経過に対する電気機械の平滑化作用を示している。

【0189】

この場合には切換え経過に対する電気モータの干渉は伝動装置入力軸の制動(時期b、c)も加速(時期e、f)も含んでいる。機関制御への干渉又は始動クラッチの制御は図示の切換え戦略のためには必要ではない。切換えの開始にあたって伝動装置入力軸から制動過程に際して解放される運動エネルギーはゼネレータとして作用する電気機械において電気的なエネルギーに変換され、一時的にストップされ、切換えの終わりに伝動装置入力軸にあらためて供給される。

【0190】

切換え過程の間の電気機械の作用

- ・ 付加的なモーメントを伝動装置入力軸に伝達する（伝動装置入力軸の加速並びに制動、切換え時期におけるけん引力減退）
- ・ エネルギを再分配する（切換えの開始にあたって伝動装置入力軸から取出された運動エネルギーを中間ストックしつつ終了にあたって再び供給する、モーメント経過においてCVT-特性を生ぜしめる）
- ・ 伝動装置の作動しようとする切換えクラッチのモーメントレス性を得る
- ・ 伝動装置入力軸の回転数を制御しつつ調整する（同期化）

さらに本発明は伝動装置、例えば負荷切換え伝動装置であって、燃焼機関が積極的に負荷切換えクラッチによって駆動トレーンに連結されかつこれによって制御される伝動装置に関する。

【0191】

図18に示された伝動装置は概略的に、適当な慣性モーメントを有する2つの質量、機関質量 J_{m1} 1301と出力軸に還元された自動車質量 J_{ab} 1302とを有する伝動装置を示している。さらに、2つの伝動比(i_{SK1} と i_{SK2})と摩擦クラッチの形をした1つの負荷切換えクラッチ1305(LSK)とが示されている。前記伝動比(i_{SK1} と i_{SK2})の間で伝動装置は2つの形状接続的な切換えクラッチ1303と1304(SK1とSK2)を用いて往復切換えでき、前記負荷切換えクラッチ1305(LSK)は高い方の変速段(i_{LSS})、例えば第5変速段に作用する。機関質量1301と入力軸1306との間にはクラッチ、例えば始動クラッチ1307(AK)が配置されている。変速段 i_{SK1} と i_{SK2} の增速伝達は歯車対1310, 1311, 1312, 1313で実現されている。この場合にはそれぞれ変速段歯車としての歯車とルーズ歯車としての歯車が配置されている。その際、例えば変速段歯車1310と1312は伝動装置入力軸と結合され、ルーズ歯車1311と1313は中間軸又は出力軸1314と結合されている。負荷切換えクラッチは伝動装置入力軸を出力軸に、1つの歯車対1320, 1321を介して結合する。

【0192】

以下の図19から23には例えば全負荷のもとでのけん引-高切換えのための

切換え経過が示されている。図には時間 t の函数としての回転モーメントの経過の線図、回転数 n の時間的な発達、全負荷のもとでのけん引-高切換えのためのクラッチ状態が示されている。この場合、モーメント M は簡易化のために最大機関モーメントに合わせてかつ回転数は出力回転数に合わせて規格化されている。以後、図19と図19に示された回転モーメント及び回転数経過について記述する。

【0193】

領域aは切換え前の状態を示している。このステップでは機関モーメントは最大 ($M_{net} = 1$) である。したがって古い変速段のためには例えば $M_{net} \cdot i_1$ の出力モーメント、実施例では値オーダが 3, 5 の出力モーメントが生じる。この出力モーメントは切換えクラッチ SK1 1303 により伝達される。負荷切換えクラッチ 1305 は閉かれ、回転モーメントを伝達しない。これに相応して象徴的などの部分図もクラッチSK1を介した回転モーメントの伝達路は示していない。

【0194】

領域bは切換えの開始にあたっての経過を示している。このステップでは負荷切換えクラッチ 1305 は少なくともゆっくりと閉じられる。始動クラッチ 1307 は閉じられたままである。負荷切換えクラッチ 1305 のモーメントが増大すると、切換えクラッチ 1303 におけるモーメントは減少する。

【0195】

したがって、 $M_{net} = M_{LSK} + M_{SK1} / i_{SK1}$ になる。

【0196】

負荷切換えクラッチが、切換えクラッチがモーメントをもはや伝達しなくなるほど多くのモーメントを伝達すると次式が生じる。

【0197】

$M_{SK1} = 0$ のため

$$M_{LSK} = M_{net}$$

$M_{SK1} = 0$ のため

$$M_{ab} = M_{LSK} \cdot i_{LSK} = M_{net} \cdot i_{LSK}$$

【0198】

この時点では歯車とクラッチ1310, 1311, 1303として形成された古い変速段は取出されかつクラッチ1303が開放されることができる。

【0199】

前述の式は出力モーメントが値 $M_{out} \cdot i_{LSK}$ に下降すると有利であることを示している。さらに式は機関モーメント M_{mot} でモーメントレベルに影響を及ぼすこともできることを示している。この場合には全負荷を前提として機関モーメント M_{mot} はこの時点ではできるだけ大きいことが有利である。

【0200】

領域cにおいては次の制御ステップとして機関同期化が開始する。機関と出力軸との間にはもはや形状接続は与えられていないので、機関の回転数は発生しているモーメントで制御される。2つのモーメントが機関回転数を制御するために与えられている。一方は機関モーメント自体であり、他方では負荷切換えクラッチのモーメントである。負荷切換えクラッチのモーメントは出力モーメントに比例するので、有利には快適性を決定する値である。

【0201】

ステップcにおいては負荷切換えクラッチLSKの回転モーメントは、出力モーメントが切換え過程のあとで得られるレベルにほぼ達するまで上昇させられる。切換え後には全負荷のもとで例えば $M_{ab} = M_{mot_max} \cdot i_{LSK2} = 2$ の出力モーメントが達成される。この出力モーメントを達成するためには負荷切換えクラッチ1305の回転モーメントが $M_{mot_max} \cdot \phi_{2-L}$ に上昇させられると有利である。つまり

【0202】

【数2】

$$M_{LSK} = \frac{M_{ab_nachSchaltung}}{i_{LSK}} = \frac{M_{mot_max} \cdot i_{SK2}}{i_{LSK}} = M_{mot_max} \cdot \phi_{2-L}$$

【0203】

本発明による数値例は2.5倍の機関モーメントを与える。この過程をできるだけ早く終わらせることができるためには領域cにおいて機関モーメントは有利には減退、例えば最大エンジンブレーキモーメントに減退させられると有利であ

る。したがって両方のモーメントは加算され、機関を制御する。機関1301、

入力軸1306、該入力軸1306と結合された歯車組の回転数は低下する。

【0204】

次の制御ステップでは領域dにおいて例えば $M_{LSS} = M_{mol_max} * \phi_{2-L}$ を有する出力モーメントの新しいレベルが達成されかつ維持される。機関も例えばその最大のけん引モーメントで制動し、同期化過程は続行される。

【0205】

次の制御ステップにおいては領域eで、同期回転数に達する直前に機関モーメント M_{mol} が再び上昇させられる。これにより回転加速が減少させられる。機関の加速がわずかであることにより、変速段を確実に入れることができますために回転数、正確には回転数範囲をより容易に捉えることができるようになる。

【0206】

制御の次のステップにおいて範囲fで機関は、切換えクラッチSK2の入力部と出力部との間の回転数の等化性が少なくともほぼ達成されるまで変わらずに保たれる。回転数の等化が得られると切換えクラッチSK2が接続されるか又は閉じられる。

【0207】

次の制御ステップにおいては領域gで負荷切換えクラッチ1305が開放される。負荷切換えクラッチが開放される前に切換えクラッチSK2が閉じられる。負荷切換えクラッチは依然として擦るので、出力モーメントは少なくとも部分的に落ち込む。特別な場合には、例えば全負荷の場合に回転モーメントの方向の転換すら行なわれることがある。このモーメント変化又はモーメント飛躍は純摩擦接続から、摩擦接続と形状接続との組合せへのシステム変化又はシステム飛躍に帰因する。

【0208】

本発明による伝動装置においては、負荷切換えクラッチは前記状態で開放されると有利である。負荷切換えクラッチは有利な形式で迅速に開かれる。他の有利な実施例においては負荷切換えクラッチが完全にではなく、クラッチにより伝達可能な回転モーメントが小さく調節された接続位置にもたらされると有利である

【0209】

次の制御ステップ領域hでは図19において切換え後の状態が示されている。

機関モーメント M_{mot} は最大 ($M_{mot} = 1$) であるので、新しい変速段のためには例えば $M_{mot} \cdot i_2 = 2$ の出力モーメントが与えられる。この出力モーメントは切換えクラッチSK2により伝達される。

【0210】

図20には切換えクラッチにおける回転数差が $\Delta_{sk} = 0$ で角速度が $\alpha_{mot} = 0$ で機関モーメントが $M_{mot} = \max$ である曲線と共に切換え過程の時間的な経過が示されている。この図面に示されていないステップ又は領域は図19のステップ又は領域にほぼ相応している。

【0211】

線図は切換えクラッチにおいて回転数等性又は加速等性が与えられておりかつ機関が加速されないと、当該システムが切換えクラッチの接続に際してどのような動作を行なうかが示されている。この場合には機関には最大機関モーメントと同様に大きな負荷切換えモーメント、つまり負荷切換えクラッチにより伝達されるモーメントが作用している。新しい変速段を入れる前に負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメントは維持されず、機関モーメントが負荷クラッチのモーメントに等しくなるまで後退させられる。したがって機関モーメントは負荷切換えクラッチのモーメントと等しくなる。機関はこのような情況ではもはや加速されないか又は出力軸と同じ速さに加速され、当該変速段を入れることができるようにになる。最後に負荷切換えクラッチは開かれることができる。

【0212】

領域eにおける制御ステップでは機関加速を減少させるために機関モーメントが上昇させられる。

【0213】

領域fにおける別の制御ステップにおいては機関又はクラッチSK2の入力と出力の回転数が変速段を入れるために回転数範囲に達するまで機関モーメントが維持される。

【0214】

領域gにおける別の制御ステップにおいては同期回転数に達する直前に負荷切換えクラッチは、負荷切換えクラッチのモーメントが機関モーメントと等しくなるか又は機関モーメントを相殺するまで開かれる。機関はしたがってその回転数をもはや変化させない。この条件の下で変速段はモーメントの飛躍なしで入れられる。

【0215】

領域hにおける次の制御ステップにおいて機関はもはや加速されず、新しい変速段が入れられる。この方法の利点は変速段に入れることによってもはやモーメント衝撃が誘発されることである。摩擦するシステム（LSK）から摩擦+形状接続的なシステム（LSK+SK2）への移行は滑らかに行なわれる。システム飛躍は生じない。

【0216】

領域iにおいては別の制御ステップとして切換えクラッチSK2しか機関モーメントを伝達しなくなるまで負荷切換えクラッチが完全に開かれる。これにより切換えクラッチにおけるモーメントは出力モーメントに上昇する。

【0217】

領域jにおいては別の制御ステップとして切換え過程が終了され、機関モーメントが出力モーメント M_{Ab} を決定する。

【0218】

図21は切換えクラッチにおける回転数差又は回転モーメント差が $\Delta_{ss} = 0$ で角加速が $\alpha_{ss} = 0$ であってかつ機関モーメントが $M_{ot} = \max$ である場合の接続を伴う切換え過程の時間的な経過を示している。

【0219】

機関のモーメントも低い値又は零に減じられると、機関はもはや加速されず、変速段は入れられることができる。最後に機関のモーメントは所望の出力モーメントに上昇させられる。

【0220】

領域eにおける次の制御ステップにおいて機関加速を減少させるために機関モ

ーメントが上昇させられる。

【0221】

領域fにおける次の制御ステップにおいて、回転数範囲が変速段を入れる回転数に達するまで機関モーメントが維持される。

【0222】

領域gにおける次の制御ステップにおいては切換えクラッチSK2の入力軸と出力軸との間の同期回転に達する直前に負荷切換えクラッチが開かれる。同時に機関モーメントも、機関がほぼ加速されなくなるまで減じられる。この条件下で変速段はほぼモーメント飛躍なしで入れられることができる。

【0223】

領域hにおける次の制御ステップにおいて、機関はもはやほぼ加速されず、新しい変速段が入れられる。この方法の利点は変速段を入れることによりもはやモーメント衝撃がほぼ誘発されないことである。

【0224】

領域iにおける次の制御ステップにおいては機関のモーメントは所望の出力モーメントに上昇させられる。

【0225】

領域jにおける次の制御ステップで切換え過程は終了し、機関のモーメントは出力モーメントを決定する。

【0226】

図22は迅速な接続解除を伴う切換え過程の時間的な経過を示している。この図に記載されていないステップ又は領域は図19又は他の図20及び21のステップ又は領域にほぼ相応する。この図は変速段を取出す場合のけん引力の落込みが負荷切換えクラッチの迅速な閉鎖により時間的に短縮され得る制御ヴァリエーションを示している。けん引力の落込みが強く短縮されると運転者は落込みをたぶん認識せず、切換えがけん引力の中止を伴わないので行なわれる感じを持つであろう。

【0227】

領域aにおける次の制御ステップにおいて、切換え前の状態が示されている。

機関モーメントは最大 ($M_{\text{max}} = 1$) であり、したがって古い変速段のためには例えば $M_{\text{out}} * i_1 = 3 \cdot 5$ の出力モーメントが与えられ、次いでこの出力モーメントが切換えクラッチSK1により伝達される。

【0228】

領域bにおける次の制御ステップにおいて切換えが開始される。負荷切換えクラッチLSKがゆっくりと閉じられる。始動クラッチAK1307は閉じられたままである。モーメントは、モーメントレベルが新しい変速段のモーメント値に相応するまで減少させられる。これは一段階で行なうことも複数のステップで多段階で行なうこともできる。図22には領域bにおいてモーメントの固定した下降で減少が行なわれ次いであとの時点で他の値的に大きい下降の減少が行なわれる。

【0229】

領域cにおける次の制御ステップにおいて負荷切換えクラッチのモーメントが連続的に又は漸次上昇させられ、したがって切換えクラッチSK1はもはやモーメントを伝達しない。古い変速段は取出せることができる。領域dにおける次の制御ステップで機関同期化が開始される。負荷切換えクラッチLSKが入れられる。負荷切換えクラッチにより伝達されるモーメント、負荷切換えモーメントは、切換え過程のあとで調節されるレベルに出力モーメントが達するまで上昇させられる。切換えのあとで全負荷のもとで又はよりわずかな負荷条件のもとで例えば $M_{\text{out}} = M_{\text{max}} * i_{\text{SK2}} = 2$ の出力モーメントが達成される。

【0230】

この出力モーメントを達成するためには、負荷切換えクラッチはそのモーメントに関し高められるか又はクラッチがさらに押込まれる。数値例は2.5倍の機関モーメントをもたらす。負荷切換えモーメントは駆動機関を制御する。この過程を加速するためには領域cにおいて機関モーメントが最大エンジンブレーキモーメントに後退させられる。これにより両方のモーメントが加算されかつ機関が制動される。機関、入力軸及び入力軸と結合された歯車組の回転数は低下する。

【0231】

図23は部分負荷範囲におけるけん引-高切換えの切換え過程の時間的な経過が示されている。この図に記載されていないステップ又は領域は図19又は他の

図20から22までのステップ又は領域にほぼ相応している。この図23は部分負荷のもとでのけん引ー高切換えのための切換え経過を示している。

【0232】

領域aにおける第1のステップは切換え前の状態を示している。機関モーメントは部分負荷、例えば $M_{\text{mot}} = 0.3$ にあり、したがって古い高速段のためには例えば $M_{\text{tb}} = M_{\text{mot}} * i_1 = 1.05$ の出力モーメントが生じる。この出力モーメントは切換えクラッチ1で伝達される。

【0233】

領域bにおける次の制御ステップで切換えが開始される。同時に負荷切換えモーメントと機関モーメントが上昇させられる。

【0234】

領域cにおける次の制御ステップにおいて機関同期化が行なわれる。負荷切換えクラッチのモーメントは出力モーメントが切換え過程のあとで調節されるレベルに達するまでゆっくりと下降させられる。切換えのあとで例えば30%の部分負荷で、例えば $M_{\text{tb}} = M_{\text{mot}} * i_{SK2} = 0.6$ の出力モーメントが達成される。

【0235】

領域dにおける次の制御ステップにおいて同期回転数に達する直前に機関モーメントが回転数均等性のもとで機関モーメントと負荷切換えクラッチとの間のつり合い状態が達成されるまで上昇させられる。

【0236】

領域dとeにおいては切換えクラッチSK2は閉じられる。この場合には燃焼機関においてはモーメントのつり合いに基づき出力モーメントは摩擦接続と摩擦+形状接続とでほぼ同じであるので、モーメント飛躍はほぼ発生しない。

【0237】

領域eにおいて負荷切換えクラッチが開かれ、機関モーメントが、切換え後に望まれるモーメントレベル、例えば $M_{\text{mot}} = 30\%$ に減じられる。次いで負荷切換えクラッチが開かれると切換え過程は終了する。

【0238】

領域fでは切換え過程は完了している。

【0239】

図24から49は線図とブロック回路図とで本発明による切換え過程のやり方を示している。この場合、線図においては回転モーメントM、回転数n及びクラッチ接続状態は時間tの函数として示されている。回転モーメントMと回転数nとのインデックスは以下の通りである。Motは機関の回転モーメントと回転数、SK1は切換えクラッチSK1の回転モーメントと回転数、SK2は切換えクラッチSK2の回転モーメントと回転数、abは出力（出力軸）の回転モーメントと回転数、LSKは負荷切換えクラッチLSKの回転モーメントと回転数である。短縮は図18にしたがって使用されている。

【0240】

切換え戦略は始動及び負荷切換えクラッチの組合せされた使用による切換え過程の本発明による制御並びに機関モーメントの制御、例えば機関制御を用いた機関干渉による機関モーメントの制御により実現される。これにより切換え時期の間に変化する回転モーメント経過が実現でき、変化する運転情況にフレキシブルに反応することができる。これは快適な切換え経過をもたらす。

【0241】

負荷切換えクラッチLSKを有する本発明による伝動装置においては、例えば伝動装置の最高の走行変速段にて、全負荷のもとで、強く減少されたけん引力の中断を伴うけん引一高切換え及びけん引一低切換えが制御可能であることが示された。1つの（第2の）負荷切換えクラッチLSKが例えば伝動装置のもっとも小さい走行変速段に存在しているとエンジンブレーキー低切換えとエンジンブレーキー高切換えとが少なくともほぼけん引力の中断なしで行なうことができる。

【0242】

そのつどの走行情況もしくは運転者の希望に適合させられた切換え戦略は機関、負荷切換えクラッチ及び始動クラッチの組合せされた制御で実現される。

【0243】

図24には全負荷のもとでのけん引一高切換えの経過、最大機関モーメント M_{max} で負荷切換えクラッチなしで行なわれるけん引一高切換え（変速段1から変速段2へ）の経過が示されている。けん引一高切換えはそのつどの走行情況

に関連して臨界的な切換えタイプを示す。特に追い越し過程又は登坂走行では切換えと関連したけん引力の中斷は危険であると評価することができる。負荷切換えクラッチ (LSK) を有する負荷切換え伝動装置 (LSG) のボテンシャルを示すためにはまず、負荷切換えクラッチを使用しないけん引一高切換えについて記載する。モーメント及び回転数経過は図24に示されている。

【0244】

領域aにおいては切換え前の状態が示されている。機関モーメントは例えば最大 (全負荷切換え、 $M_{mot} = 1$) で、古い変速段のためには、例えば $M_{ab} = i_{SK1} \cdot M_{mot} = 3.5$ の出力モーメントが生ぜしめられる。この出力モーメントは切換えクラッチSK1により出力軸に伝達される。領域bにおいて切換えが開始される。機関モーメントはアクチュアルな走行段の連結解除の間、モーメントレス性を保証するために零に減じられる。始動クラッチは閉じられたままに留められる。機関と出力軸との間の形状接続が存在し、切換えクラッチSK1が閉じられているので、出力モーメントは $M_{mot} \cdot i_{SK1}$ を有する機関モーメントに相応して零に下降する。

【0245】

領域cにおいて機関モーメントは零に下げられる。したがって古い変速段、例えば第1変速段が取出されることができかつ機関同期が開始できる。いまや機関と出力軸との間に形状接続がもはや与えられていないので、機関の回転数は作用する機関モーメントだけによって機関制御で制御ができる。

【0246】

領域dにおいては伝動装置入力軸が制動される。けん引一高切換えに際しては、達成しようとする同期回転数は切換え前の回転数よりも小さい。したがって伝動装置入力軸が制動されなければならない。このためにはこの場合には燃焼モータの最大のけん引モーメント (機関に応じて約 30 Nm のオーダのけん引モーメント) しか与えられない。領域eにおいては機関同期が続行される。機関は伝動装置入力軸の加速に必要とされるので自動車の出力モーメントは与えられない。自動車のけん引力は中斷される。

【0247】

領域fにおいては、つまり同期回転数に達する直前に機関モーメントはけん引モーメントの負の値から零に上昇させられる。機関加速は零に落ち、新しい走行段を確実に入れることができる回転数範囲がより迅速にかつ容易に達成されかつ保証される。

【0248】

領域gにおいては入力軸回転数と切換えクラッチSK2の出力回転数との間の回転数等化が達成され、切換えクラッチSK2はモーメントレスになる。新しい変速段は確実に入れられることができる。

【0249】

領域hとiでは機関モーメントは運転者希望モーメントに相応して、ガスペダル操作度にしたがって最大値に上昇させられる。機関と出力軸との間の形状接続が再び形成されるので、出力モーメントは例えば $M_{tb} = i_{SK2} \cdot M_{rot}$ = 2に相応して経過し、切換えは終了する。ここに紹介した切換え戦術は始動クラッチが閉じられた場合の切換え過程を呈する（図24の最後から1つ前の部分図を参照）。

【0250】

「変速段取出し」と「変速段投入」期における切換えの快適性を高めるために各切換えクラッチのモーメントレスが保証されると有利である。これは負荷切換えクラッチLSKを用いない切換えでは機関のモーメントの制御だけで実現される。この場合には相応に正確な機関のモーメント制御が前提とされる。切換え過程における切換えクラッチのモーメントレスは一般的な変速伝動装置の場合のように始動クラッチの作動を介して行なうこともできる。このためには始動クラッチは、古い変速段が取出されかつ新しい走行段が入れられる間、短時に開放される。これに関しては図24の下を参照せよ。図25は最大機関モーメント M_{rot} = maxで、第5変速段における負荷切換えクラッチLSKを用いて行なわれるけん引-高切換え、例えば変速段1から変速段2への切換えの時間的な経過を示している。先きの章で記述した伝動装置の同期化に際して生じるけん引力の中斷は最高走行段（オーバードライブ）に取付けられかつ伝動装置入力軸を積極的に出力軸に對し制動する負荷切換えクラッチを使用することにより少なくとも減少させられる。極端な走行情況（登坂、追い越し過程）において全負荷のもとで行なわれる

けん引一高切換えの場合には、切換え過程の間の自動車加速の時間的に長く続く落込みは回避される必要がある。このような切換え過程に際しての切換えの快適さ（騒音の発生、自動車の振動等）は、受取りに關し重大な意味を持つ。機関のモーメントの迅速な減退とこれに続く負荷切換えクラッチの閉鎖で、最小の時間帯だけにしか自動車のけん引力の完全な減少が発生しないということが達成される。領域aにおいては切換え前の状態が示されている。機関モーメントは最大($M_{mot} = 1$)であって、古い変速段のためには例えば $M_{ab} = i_{SK1} \cdot M_{mot} = 3, 5$ の出力モーメントが生じる。この出力モーメントは切換えクラッチSK1から出力軸に伝達される。領域bにおいては機関モーメントは切換えクラッチSK1がモーメントレスな状態で開くことができるよう零に減少させられる。領域cとdにおいて走行段が取出される。伝動装置入力軸はできるだけ早く新しい同期回転数に制御することができる。このためには2つの効果を用いることができる。1つには始動クラッチが閉じられた状態で機関が最大のエンジンブレーキ状態にシフトされる。さらに負荷切換えクラッチLSKは、切換え後のモーメントレベルに相応したモーメントが出力軸に伝達されるまで閉じられる。これによって伝動装置と機関はできるだけ迅速に制動され、同時にモーメントが出力軸に伝達される。この時期においては出力モーメントは $M_{ab} = i_{LSK} \cdot M_{LSK}$ により決定される。領域eにおいては目標回転数に達する直前に機関モーメントは有利にはできるだけ早く零に上昇させられ、負荷切換えクラッチLSKが同時に完全に開かれる。これにより一方では入れようとする切換えクラッチ(SK2)においてモーメントレス性が保証され、他方では機関の加速が零に減少される。これにより目標同期回転数はより正確にかつ容易に達成されるようになる。領域fとgにおいてはモーメントレス性が形成され、切換えクラッチSK2に關し新しい目標同期回転数が達成され、切換えクラッチSK2が閉じることができ、ひいては新しい走行段が入れられる。次いで、機関モーメントが運転者希望モーメントに相応して上昇させられ、切換え過程が終了する。図26にはわずかなけん引力の中斷しか許さない本発明の有利な変化実施例が示されている。機関モーメントと負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメントとの組合せされた制御により、出力モーメントの経過並びに同期化時間に積極的に影響を及ぼす可能性が開かれる。以下、

けん引力の中断がわずかであるか場合によっては最小にされた、全負荷のもとでのけん引ー高切換えのための1つの切換え戦略を紹介する。

【0251】

領域aにおいては切換え前の状態が示されている。機関モーメントは最大 (M_{max} = 1) で、古い変速段のためには例えば $M_{\text{ab}} = i_{\text{SK1}} \cdot M_{\text{mot}} = 3.5$ の出力モーメントが生じる。別の実施例では最大の機関モーメントは一般的な限定事項ではない。相応の切換え過程はよりわずかな機関モーメントで実施することもできる

【0252】

領域bにおいては切換え過程が導入される。負荷切換えクラッチLSKはゆっくりと押込まれて閉じられる。始動クラッチAKは閉じられたままに維持される。出力モーメントは負荷切換えクラッチから伝達された回転モーメントによって制御され、新しく入れようとする変速段のモーメントレベルに減退させられる。

【0253】

領域cにおいては負荷切換えクラッチLSKが伝達可能な回転モーメントは機関モーメントの値まで上昇させられるので、切換えクラッチSK1はもはやモーメントを伝達しない。

【0254】

領域dにおいてはモーメント等化が形成され、変速段は取出すことができるようになる。領域eにおいては機関同期化が開始する。機関モーメント M_{mot} は最大けん引モーメントに減退されかつ負荷切換えクラッチのモーメント M_{LSK} は、切換後機関レベルに相応する出力モーメントが調節されるように調整される。したがって $M_{\text{ab}} = M_{\text{ab_nach_Schaltung}}$ で、調節しようとする負荷切換えモーメントは

【0255】

【数3】

$$M_{\text{LSK}} = \frac{M_{\text{mot}} \cdot i_{\text{SK2}}}{i_{\text{LSK}}}$$

【0256】

になる。

【0257】

領域fにおいては負荷切換えクラッチLSKは、変速段のチェンジ後に調節しようとする回転モーメントを出力軸へ伝達する。同時に伝動装置入力軸は機関モーメントと負荷切換えクラッチにおけるモーメントとからの和で、新しい同期回転数に減速される。これは同期化時間を短縮するために有利に使用されることがある。領域gにおいては目標回転数に達する直前に機関モーメントが運転者希望モーメント（最大の機関モーメント）に相応して上昇させられかつ負荷切換えクラッチLSKのモーメントが同じレベルに下降させられる。これによって一方では入れようとする切換えクラッチSK2におけるモーメントレス性が保証され、他方では機関の加速が少なくともほぼ零に減じられるか又は入れようとするクラッチの両半部の加速がほぼ等しくなるように減じられ、これによって目標同期回転数が容易に調整できるようになる。

【0258】

領域hにおいてはモーメントの等化が形成されかつ新しい目標回転数が達成される。切換えクラッチSK2は閉じられることができ、新しい走行段が入れられる。このシステムは $M_{ib} = i_{LSK} \cdot M_{LSK}$ を有する摩擦接続から $M_{ib} = i_{LSK} \cdot M_{LSK} + M_{SK2}$ を有する摩擦及び形状接続へ移行する。 $M_{SK2} = 0$ であるのでこの移行は漸進的である。

【0259】

領域iとjにおいては負荷切換えクラッチの回転モーメントができるだけ迅速に0に減じられ、伝達可能なモーメントは例えば $M_{ib} = i_{LSK} \cdot M_{max} = 2$ に移行する。

【0260】

ここで紹介した切換え戦略は始動クラッチが閉じられている場合のけん引一高切換えである。この場合、「変速段の取出し」と「変速段の投入」時期における切換えの快適性は、それぞれの切換えクラッチの同期回転数を達成する場合の機関回転数と出力回転数の等しい加速とモーメントレス性が前提条件となる。これ

は負荷切換えクラッチのない切換えでは機関モーメントの減退によって実現される。

【0261】

負荷切換えクラッチLSKを使用した場合には切換えクラッチから負荷切換えクラッチへのモーメント流の移行が行なわれる。モーメント調整の質は両方の切換え戦略において快適性を決定するファクタである。この切換え時期に始動クラッチを作動することによって切換え快適さが高められる。

【0262】

図27にはやわらかいモーメント経過を有する本発明の変化実施例が示されている。同期化過程の間のモーメント案内制御は切換え過程の快適性に積極的に影響を及ぼす可能性をもたらす。図27に示された、全負荷のもとでのけん引-高切換えのためのモーメント経過の時間的な展開は、モーメント案内における飛躍が回避される快適な切換え経過の達成のための選択肢の1つである。個々の時相における経過は先きに述べた図26による戦略とほぼ同じである。重要な相違は、この実施例では2段階に又は多段階に制御され、図27に示すように直線的に又は別の形式でモノトーンに変化するように制御される、ゆっくりとした、漸進的な、負荷切換えクラッチLSKの回転モーメントの上昇である。上昇は比較的に長い時間帯に亘って行なわれるので、よりソフトな切換え感が与えられる。

【0263】

図28は例えば全負荷のもとで行なわれるけん引-高切換えを説明するためのブロック回路図1400である。ブロック1401においては、切換え過程が切換目的信号で開始させられる。これは例えば自動車の運転者によって行なわれた作動によって、又は自動化されて制御プログラムから行なうことができる。ブロック1402においては存在するすべての機関モーメントが負荷切換えクラッチLSKにより伝達可能になるまで負荷切換えクラッチが閉じられるか又は負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメントが高められる。ブロック1403においては切換えクラッチSK1に作用している回転モーメント M_{SK1} がほぼ零に落ちたか否かが問われる。これが達成されるとブロック1404において切換えクラッチSK1が開かれる。他面においては負荷切換えクラッチLSKはブロック1402

において引続き閉じられる。ブロック1405においては機関モーメントが減じられる。この減退は有利には最大のけん引モーメントの値に行なわれるか又は他の減退させられた値に行なうことができる。同様に負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメント M_{LSS} は切換え戦略によりある値に調節される。ブロック1406においては、機関回転数 n_{rot} が所定の限界値よりも大きいか否かが問われる。大きくない場合にはブロック1405において運転が継続される。大きい場合にはブロック1407にて機関モーメント M_{rot} が高い値、例えば最大値に高められる。さらにブロック1407においても負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメントも、高められた値、例えば機関モーメントの値に高められる。ブロック1408においては機関回転数 n_{rot} が目標回転数 n_{sync} に達したか否か及び新しい変速段の切換えクラッチにおける機関側の回転数と出力軸側の回転数の時間的な導函数の差が値的に所定の定数よりも小さいか否か、例えば1よりも小さいか否かが問われる。小さい場合にはブロック1409にて新しく入れようとする変速段の切換えクラッチSK2が押込まれ、ブロック1410にて負荷切換えクラッチが開かれ、ブロック1411で切換え過程が終了する。小さな場合にはブロック1407にて運転が継続される。

【0264】

図29には、例えば部分負荷でのけん引一高切換えを説明するブロック回路図が示されている。ブロック1451においては、切換え過程が切換目的信号で開始される。これは例えば自動車の運転者により行なわれた作動によって又は自動化されて制御プログラムにより行なうことができる。ブロック1452においては、作用している機関モーメントの全部が負荷切換えクラッチLSKにより伝達可能であるように、負荷切換えクラッチLSKが閉じられるか又は負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメントが高められる。ブロック1453においては切換えクラッチSK1に作用している回転モーメント M_{SK1} がほぼ零に落ちたか否かが問われる。落ちている場合には、ブロック1454にて切換えクラッチSK1が開かれる。落ちていない場合には負荷切換えクラッチはブロック1452にて再び閉じられる。ブロック1455にて機関モーメントが減退させられる。この減退は有利には最大けん引モーメントの値に行なうか又は他の減じられた値に行な

うことができる。同様に負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメント $M_{l_{\text{max}}}$ が切換え戦略の1つによる値に調節される。ブロック1456において機関回転数 n_{rot} が所定の値よりも大きいか否かが問われる。大きくない場合にはブロック1455にて、運転が継続される。大きい場合にはブロック1407にて機関モーメント $M_{m_{\text{rot}}}$ が高められた値に上昇させられる。さらにブロック1557にて負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメントも、高められた値、例えば機関モーメントの高められた値に高められる。ブロック1458においては機関回転数 n_{rot} が目標回転数 n_{target} に達したか否かと機関回転数と出力軸回転数との時間的な導出の差が値的に所定の定数よりも小さいか否か、有利には1よりも小さいか否かが問われる。これが小さい場合にはブロック1459で新しく入れようとする変速段の切換えクラッチSK2が押込まれ、ブロック1460にて負荷切換えクラッチが開かれ、ブロック1461にて切換え過程が終了させられる。さもないとブロック1457にて運転が継続される。

【0265】

以下、図18にしたがって負荷切換えクラッチの作動を伴うけん引一高切換えと前記作動を伴わないけん引一高切換えとを比較する。この場合、図18には、説明に不要な変速段とその部材は図示していない。しかしながらこれは全般的な制限を意味するものではない。同期化補助手段としては本発明によれば電気機械又は電気モータを例えばスターターゼネレータとして使用することができる。さらに負荷切換えクラッチの本発明による作動で同期化補助手段を達成することもできる。負荷切換えクラッチは、一方では同期化過程をはっきりと加速し、他方では同期化時相の間のけん引力の落込みを減少させるための本発明による手段である。同期化時間は機関のモーメントと負荷切換えクラッチのモーメントとによって制御されることがある。

【0266】

以下の図では、全負荷のもとでのけん引一低切換えのための切換え経過が示されかつ説明される。図30には最大機関モーメント $M_{m_{\text{rot}}} = \text{max}$ で、負荷切換えクラッチLSKの作動を伴わない、けん引一低切換え（変速段2から変速段1への切換え）が線図で時間に関連して示されている。図30の線図にはモーメント経過

、回転数及びけん引-低切換えるためのクラッチ状態が全負荷のもとで示されている。この場合にはすでに述べたインデックスが使用されている。モーメントは最大の機関モーメントにかつ回転数は出力回転数に制限されている。

【0267】

領域aには切換え前の状態が示されている。機関モーメント M_{mot} は最大 ($M_{mot} = 1$ に制限) であり、古い変速段のためには例えば $M_{ab} = i_{SK2} \cdot M_{mot} = 2$ の出力モーメントが与えられる。

【0268】

領域bにおいて切換えが開始される。機関モーメントは切換え過程の間のモーメントレス性を保証するために零に減退させられる。この場合、始動クラッチAKは閉じたままである。引続き形状接続が機関と出力軸との間に与えられている（切換えクラッチSK2は同様に閉じられている）ので、出力モーメントは機関モーメントに相応して $M_{mot} \cdot i_{SK2}$ で低下する。

【0269】

領域cにおいては機関モーメントは零に低下し、古い変速段が取出すことができる。つまり切換えクラッチSK2は遮断される。領域dにおいて機関同期化が開始される。いまや形状接続が機関と出力軸との間に与えられていないので、機関の回転数 n_{mot} は作用している機関モーメント M_{mot} によって制御される。短い同期化時間を保証するためには機関モーメントは最大値に上昇させられることがある。

【0270】

領域eにおいては機関モーメントは最大で伝動装置入力軸を、新しく投入しようとする変速段の同期回転数に加速する。この戦略では同期化時相の間に自動車を加速するためのモーメントは与えられない。これはけん引力の中止がもたらされることを意味する。

【0271】

領域fにおいては機関回転数、ひいては伝動装置入力回転数は投入しようとする変速段の目標回転数に上昇させられる。機関モーメントは減退させられる。このモーメント減退はすでに伝動装置入力軸の目標回転数の達成前又は達成時に導

入されることがある。これにより機関の回転加速は減少し、新しい変速段を確実に入れることができるようするために同期化回転数範囲を容易に得ることができるようになる。

【0272】

領域gにおいては回転数の等化又は同じ回転加速で切換えクラッチSK1が閉じられ、機関と出力軸との間にはあらためて形状接続が与えられる。領域hとiにおいて機関モーメントは運転者の希望に相応してガスペダルの作動にしたがって上昇させられる。この場合出力モーメントは $M_{ab} = i_{SK1} \cdot M_{out}$ で決定される。

【0273】

図31には最大機関モーメントが $M_{out} = \max$ である場合に変速段5における負荷切換えクラッチLSKの作動を伴って行なわれる変速段2から変速段1へのけん引ー低切換えの時間的な経過が示されている。図面には負荷切換えクラッチを用いて同期化時期におけるけん引力の中断が制御されると伝動装置が低切換えの間にどのように作動するかが示されている。機関モーメント又は機関回転数及び負荷切換えクラッチにより伝達可能なモーメントを上昇／減退させる、例えば機関干渉を介する機関制御による機関モーメントの組合せされた制御は、この切換えタイプにおいても、切換え過程の間のモーメント経過を有利に変化可能にすることを許す。これにより種々の切換え戦略が実現可能である。

【0274】

図31には迅速な負荷の落込みを伴う切換え過程の切換え戦略又は切換え経過が示されている。

【0275】

領域aにおいては切換え前の状態が示されている。機関モーメントは最大 ($M_{out} = 1$) である。領域bにおいては、始動クラッチが閉じられた状態で機関モーメントが、同期化時相にて負荷切換えクラッチによりすでに設定されているレベルに低下させられることで切換え過程が開始される。領域cにおいては、アクチュアルな変速段を取出すことができるために、切換えクラッチSK2がモーメントレスに調節されるか入力軸と出力軸との間の回転数差に関して加速なしに調節される。これはこの切換え変化実施例では、機関モーメントをできるだけ迅速に零

に減退させることで実現される。これに達成されると、アクチュアルな切換えクラッチSK2が開かれる。この変化実施例では出力モーメントは機関モーメントに従い、同様に零を通過させられる。

【0276】

領域dとeにおいて伝動装置の同期化が開始する。伝動装置入力軸はより高い回転数に加速される必要があるので、機関モーメントは場合によってはその最大値に上昇させられる。これに対し並列に自動車の加速のための回転モーメントを準備するためには、負荷切換えクラッチLSKは部分的に閉じられる。機関から準備されたモーメントはしたがって、一方では伝動装置入力軸と共に機関自身を加速するためにかつ他方では自動車を加速するために使用される。この場合、負荷切換えクラッチにより伝達されたモーメントは機関モーメントの分岐比を調整する。領域fとgにおいては少なくとも同期回転数に達する直前に、機関モーメントと負荷切換えクラッチLSKによって伝達されるモーメントが零に減じられる。これによって機関加速は低下し、同期回転数範囲は達成しやすくなる。同期化の間の出力モーメントは負荷切換えクラッチにより伝達されたモーメントに従うので、自動車加速も同様に零通過を示す。同期回転数が達成されかつ閉じようとする切換えクラッチSK1のモーメントレス性が保証されると新しい走行段を入れ得るようになる。次いで機関モーメントができるだけ迅速に、同期化時期の間のモーメントレベルに相応する出力モーメントが調節されるまで上昇させられる。領域hとiにおいては、新しい走行段が入れられたあとで、機関モーメントは運転者の希望モーメントに上昇させられかつ切換え過程が終了する。

【0277】

図32においては機関干渉のないけん引ー低切換えが時間的な経過として示されている。この場合には切換え過程の間に機関モーメントの制御を完全に行なわないで実施されるけん引ー低切換えが紹介されている。機関モーメントがその最高値にとどまるにも拘わらず、機関の不都合な高回転は回避される。領域aにおいては切換え前の状態が示されている。機関モーメントは最大 ($M_{\text{max}} = 1$) である。領域bにおいて切換えが開始させられる。負荷切換えクラッチLSKが閉じられる。始動クラッチAKは切換え過程の間、閉じられたままである。負荷切換えク

ラッチにおけるモーメントが増大すると切換えクラッチSK2におけるモーメントが低下する。負荷切換えクラッチが全機関モーメントを伝達すると、切換えクラッチSK2はモーメントレスである。領域cにおいてはモーメントレス性が得られる。相応して古い変速段が取出され得るようになる。この時点の出力モーメントは $M_{tb} = i_{SK} \cdot M_{out}$ に低下させられる。

【0278】

領域dとeにおいては別の経過が示されている。これはけん引一低切換えであるので、新しい変速段が入れられ得る前に伝動装置入力軸はより高い回転数に加速されなければならない。機関モーメントと負荷切換えクラッチにおけるモーメントの差は、機関をより高い回転数に加速するために役立つ。負荷切換えクラッチのモーメントは機関を加速するために相応に減退させられる。この時相では出力モーメントは負荷切換えクラッチのモーメントに従う。したがって負荷切換えクラッチにおけるモーメントレベルで、同期化時間を制御することができる。

領域fとgにおいては少なくとも目標回転数に達する直前に負荷切換えクラッチのモーメントが最大の機関モーメントに上昇させられる。これにより機関加速は零に低下し、新しい走行段が入れられる回転数範囲の達成は容易になる。モーメントの等化性は新しい変速段をモーメント衝撃なしで入れることができるようするために有利な特徴である。目標回転数に達しかつモーメントの等化性が与えられると、切換えクラッチSK1が閉じられかつ形状接続があらためて与えられる。領域hにおいて切換えクラッチのモーメントが減退させられる。この場合、伝達しようとする出力モーメントは漸次負荷切換えクラッチから切換えクラッチSK1に移行する。領域iにおいては切換え後の状態が示されている。出力モーメントは $M_{tb} = i_{SK1} \cdot M_{out}$ で与えられる。

【0279】

図33には機関モーメントと負荷切換えクラッチにより伝達可能なモーメントとの組合せされた制御方法の経過が示されている。ここで紹介した伝動装置の切換え過程は、変速段の取出しと投入時期において、力の流れに位置する切換えクラッチがモーメントレスである状態で実施可能であると有利である。このモーメントレス性は本発明による進行形式で保証されることができる。切換えクラッチ

のモーメントレス性は機関モーメントと負荷切換えクラッチにおけるモーメントが同じレベルにあることが前提条件となる。このモーメントレベルは同時にこの切換え時期における自動車の出力モーメントをも決定する。

【0280】

図33には機関モーメントと負荷切換えクラッチにおけるモーメントとの両方が、モーメントレス性を実現するために制御されるけん引ー低切換えの経過が示されている。この場合にはモーメント等化が示されるレベルは本発明によれば広い領域で選択可能である。この場合、個々の時相におけるモーメント経過は負荷切換えクラッチを用いたけん引ー低切換えの先きに述べた変化実施例に相応する。差異は殊に、負荷切換えクラッチのモーメントが中間の時間領域eにおいて他の時間領域に対し上昇させられているのに対し、このモーメントが図32ではいくらか下降させられていることである。けん引ー低切換えの間に負荷切換えクラッチを使用することは切換え快適さを高める。なぜならば同期化時期の間のけん引力の落ち込みは少なくとも部分的に、部分負荷では完全に補償され得るからである。この場合には機関モーメントは一方では伝動装置入力軸の加速にかつ他方では自動車の加速に使用できるので、同期化の延長が結果としてもたらされる。しかしながらこの場合には同期化時間は負荷切換えクラッチのモーメントによって制御ができる。

【0281】

始動クラッチの付加的な作動によって、例えば切換え過程の間に機関モーメントの制御誤差で発生する惧れのあるモーメント衝撃は減少させられる。

【0282】

図34は全負荷でのけん引ー低切換えを説明するためのブロック図1500である。ブロック1501においては切換え過程が切換え目的信号で開始される。これは例えば自動車の運転者の行なう作動によって又は自動化されて制御プログラムで行なうことができる。ブロック1502においては、作用する機関モーメント全部が負荷切換えクラッチにより伝達可能であるまで負荷切換えクラッチLSKが閉じられるか又は負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメントが上昇させられる。ブロック1503においては切換えクラッチSK2に作用する回転

モーメント M_{slip} がほぼ零に落ちたか否かが問われる。落ちている場合にはブロック 1504において切換えクラッチ SK2 が開かれる。落ちていない場合には負荷切換えクラッチ LSK はブロック 1502 でさらに閉じられる。

【0283】

ブロック 1505においては機関モーメントは最大値に留められる。同様に負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメント M_{LSK} は機関モーメントよりも小さな値に調節される。ブロック 1506においては機関回転数 n_{rot} が所定の限界値 n_{grenze} よりも大きいか否かが問われる。大きくない場合にはブロック 1505 にて運転が続行される。大きい場合にはブロック 1507において負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメント M_{LSK} が、上昇させられた値、例えば最大値に高められる。ブロック 1508においては機関回転数 n_{rot} が目標回転数 n_{target} に達したか否か及び新しい変速段の切換えクラッチの機関側の回転数と出力軸側の回転数との時間的な導函数の差が値的に所定の定数 c よりも小さいか否かが問われる。イエスである場合にはブロック 1509で、新しく投入しようとする変速段の切換えクラッチ SK1 が接続され、ブロック 1510において負荷切換えクラッチが開かれかつブロック 1511で切換え過程が終了する。ノーである場合にはブロック 1507 で運転が続行される。

【0284】

図 35 には例えば全負荷のもとでのけん引一低切換えを説明するためのブロック回路図 1550 が示されている。ブロック 1551においては切換え過程は切換え目的信号で開始される。これは例えば自動車の運転者により行なわれた作動によって又は自動化されて制御プログラムで行なうことができる。ブロック 1552においては負荷切換えクラッチ LSK は、アクチュアルな機関モーメントが負荷切換えクラッチ LSK で伝達可能であるまで負荷切換えクラッチ LSK が閉じられるか又は負荷切換えクラッチ LSK によって伝達可能な回転モーメントが高められる。ブロック 1553においては切換えクラッチ SK2 に作用している回転モーメント M_{slip} がほぼ零に落ちたか否かが問われる。落ちた場合にはブロック 1554において切換えクラッチ SK2 が開かれる。落ちてない場合には負荷切換えクラッチがブロック 1552においてさらに閉じられる。

【0285】

ブロック1555においては、機関モーメントは最大値に留められる。同様に負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメント M_{LSK} は機関モーメントよりも小さな値に調節される。ブロック1556においては機関回転数 n_{m1} が所定の限界値 n_{Grenze_1} よりも大きいか否かが問われる。大きくない場合にはブロック1555で運転が続行される。大きい場合にはブロック15557で、負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメント M_{LSK} が高められた値、例えば最大値に高められる。ブロック1558においては機関回転数 n_{m1} が目標回転数 n_s に達したか否か及び機関側の回転数及び出力軸側の回転数の時間的な微分係数の差が所定の定数 c_1 よりも小さいか否かが問われる。イエスの場合にはブロック1559で、新しく入れようとする変速段の切換えクラッチが接続され、ブロック1560で負荷切換えクラッチが開かれ、ブロック1561で切換え過程が終了する。ノーの場合にはブロック1557において運転が続行される。

【0286】

次にエンジンブレーキ運転-低切換えのための切換え経過を示し、これを等式と表記した切換え経過に対する等式の使用とを用いて説明する。これらの切換えは、1つの（場合によっては第2の）負荷切換えクラッチが伝動装置の最小の変速段にあるときだけ有意義に負荷切換えされて行なわれる。あらためて負荷切換えクラッチLSKを用いた切換えと負荷切換えクラッチLSKなしの切換えとを比較することにする。

【0287】

図36には負荷切換えクラッチのない、変速段2から変速段1へのエンジンブレーキ運転-低切換えの時間的な経過が示されている。領域aにおいては切換え前の状態が示されている。機関はエンジンブレーキ状態にあり、機関あたり約30 Nmの最大のひきすりモーメントを自動車の加速又は制動のために提供している。切換えクラッチSK2は閉じられかつ機関モーメントを出力軸に伝達する。領域bにおいては切換え過程の導入が行なわれる。切換えクラッチの開放のためのモーメントレス性を保証するためには機関モーメントが零に上昇させられる。引き続き形状接続が存在しており、始動クラッチが閉じられているので、出力モーメ

ントは機関モーメントに追従する。領域cにおいては切換えクラッチはモーメン
トレスであるので変速段は取出せることができる。領域dとeにおいては機
関同期化が開始される。機関モーメントは伝動装置入力軸を新しい同期回転数に
加速するためにできるだけ迅速に最大値に上昇させられる。この時間の間は機関
モーメントは出力軸に伝達されず、その結果としてけん引力が中断される。

【0288】

領域fにおいては目標回転数に達する直前に、切換えクラッチの閉鎖過程を、
回転数等化性とモーメントレス性又は加速等化性のもとで快適に実施するために
機関モーメントが減退させられる。領域gにおいて機関モーメントは零に減退さ
せられかつ回転数の等化が与えられる。切換えクラッチSK1は閉じられることが
できる。領域hとiにおいては、機関は再びひきすり状態に移行する。出力モ
ーメントはいまや機関モーメントと新たに投入された走行段の伝達比によって
決定される。

【0289】

エンジンブレーキ運転-低切換えの快適性は変速段の取出しと変速段の投入時
期において始動クラッチを作動することで同様に上昇させられることがある。
このためにはクラッチは機関モーメントの減退の間は開放されており、古い走行
段の取出しもしくは新しい走行段の投入後に閉じられる。この結果、切換えクラ
ッチを作動する場合にモーメントレス性が得られ、ひいては切換え快適性が妨げ
られ、伝動装置が損なわれることになるモーメント衝撃が阻止される。

【0290】

以下に変速段1に負荷切換えクラッチを有する、変速段2から変速段1へのエ
ンジンブレーキ運転-低切換えについて記述する。ここでは負荷切換えクラッチ
LSKを使用したエンジンブレーキ運転-低切換えをどのように快適にかつ本発明
による制御戦略で完全にけん引力の中止なしに実施できるかを記載する。有利に
はこのためには1つの（場合によっては第2の）負荷切換えクラッチLSKが最小
の走行段に又は伝動装置の小さい走行段の1つに設けられている。エンジンブレ
ーキ運転-低切換えでは同様に機関モーメントと負荷切換えクラッチの回転モー
メントとの組合せされた制御によって、切換え過程の間のモーメント経過に積極

的に影響を及ぼしつつこれによって種々異なる切換え戦略を実現することができ
る。

【0291】

図37には迅速な負荷落込みを伴う制御方法による線図が示されている。領域aにおいては切換え前の状態が示されている。機関はエンジンブレーキ状態にあり、その最大のひきすりモーメントを自動車の加速又は制動のために提供している。切換えクラッチSK2は閉じられ、機関モーメントを出力軸に伝達する。領域bにおいては変速段のチェンジが開始される。古い走行段を連結解除できるためには、機関モーメントを零に上昇させ、アクチュアルな走行段を零レベルが達成されたときに連結解除する。この場合、出力モーメントは機関モーメントに追従し、同様にほぼ零になる。領域cとdにおいては、伝動装置入力軸がより高い回転数に加速される必要があるため、負荷切換えクラッチが閉じられ、これによって機関と伝動装置入力軸とがより高い回転数に上昇させられる。負荷切換えクラッチLSKにより伝達されたモーメントはこの場合、新たに入れられた走行段において出力モーメントに相応して調節される。このためには負荷切換えクラッチLSKは完全に閉じられる。何故ならば負荷切換えクラッチLSKは伝動装置の第1の走行段にあるからである。

【0292】

領域eとfにおいては、同期回転数に達する前に負荷切換えクラッチが開かれ、機関モーメント並びに出力モーメントはこれにより零に落ちる。機関加速は零に減じられるか又は加速等化性が調節され、同期回転数範囲の到達は容易になる。同期回転数範囲が達成され、機関モーメントが零に減退すると、新しい走行段が切換えクラッチSK1の閉鎖で入れられる。次いで機関はエンジンブレーキ運転状態に戻り、出力モーメントは新しい伝達比に相応する。領域gにおいて切換え過程は修了する。

【0293】

図38にはアシストする機関干渉なしで、けん引力の中断が完全に埋められた経過が示されている。適当な戦略でエンジンブレーキ運転一低切換えでは、伝動装置の同期化時期の間のけん引力中断は、1つの負荷切換えクラッチLSKが伝動

装置の第1変速段にある限り、少なくともほぼ完全に回避することができる。このクラッチが他の変速段にあると、落込みは少なくとも部分的に減少させることができる。以後、負荷切換えクラッチの制御に基づく切換え戦略の時相について説明する。機関は最大のエンジンブレーキ運転状態にある。

【0294】

領域aにおいては切換え前の状態が示されている。機関はエンジンブレーキ状態にあり、その最大のエンジンブレーキ運転モーメントを自動車の加速と制動のために提供する。切換えクラッチSK2は閉じられ、機関モーメントを出力軸に伝達する。領域bにおいて切換え過程が導入される。伝動装置の変速段1にある負荷切換えクラッチLSKは閉じられている。負荷切換えクラッチにより伝達されたモーメントが増大するにつれて、切換えクラッチSK2におけるモーメントは減少する。

【0295】

負荷切換えクラッチLSKが全機関モーメントを伝達すると、切換えクラッチはモーメントレスになり、古い走行段は取出されることができる。この場合、出力モーメントは切換え後のレベルに相応するモーメントレベルに落ちる。領域cとdにおいては新しい走行段を入れるために機関はより高い回転数に加速される。この戦略では積極的な加速のための機関干渉を止めることができる。このために必要とされるエネルギーは自動車の運動エネルギーから取出される。負荷切換えクラッチLSKは引き続き閉じられている。これによって出力モーメントはさらに低下し、機関と伝動装置入力軸は機関モーメントと負荷切換えクラッチにおけるモーメントとの差異で加速される。領域eとfにおいて目標回転数が達成され、負荷切換えクラッチのモーメントが機関のモーメントレベルに上昇させられる。負荷切換えクラッチLSKは投入しようとする第1の変速段にあるので、これにより2-1切換え後の出力モーメントに相応する出力モーメントが調節される。以後、負荷切換えクラッチLSKは閉じた状態に留まるか第1の走行段の切換えクラッチが投入されかつ負荷切換えクラッチが開放される。この場合にはモーメント流は負荷切換えクラッチLSKから切換えクラッチSK1へ移行する。

【0296】

図39は線図で、アシストする機関干渉を用いて充たされたけん引力の中断を示している。図39はエンジンブレーキ運転-低切換えが完全にけん引力中断なしで実施できることが示されている。紹介されている変化実施例では出力モーメントは機関の同期化時期の間、切換え後のレベルよりも低いレベルに落ちる。エンジンブレーキ運転-低切換えの間に機関干渉が許されると、同期化の間、自動車の制動モーメントの減退を達成することができる。図39においては機関回転数を高めるために積極的な機関干渉が、正の機関モーメントを有する中央の時間領域において使用されているエンジンブレーキ運転-低切換えのモーメント及び回転数経過が示されている。この場合、切換えの間の出力モーメントは、けん引力の減退又はけん引力の上昇のない出力モーメントの連続的な経過が得られるように行なわれることができる。

【0297】

図40にはエンジンブレーキ運転-低切換えを説明するためのブロック回路図1600が示されている。ブロック1601においては切換え過程が切換え目標信号で開始される。これは例えば自動車の運転者によって行なわれた作動によって又は自動化されて制御プログラムにより行なうことができる。ブロック1602において機関モーメントが高められかつ出力軸において回転モーメントが一定に留まるように、負荷切換えクラッチLSKが閉じられるか又は負荷切換えクラッチLSKにより伝達可能な回転モーメントが高められる。ブロック1603において、切換えクラッチSK2に作用する回転モーメント M_{SK2} がほぼ零に落ちたか否かが問われる。落ちた場合にはブロック1604において切換えクラッチSK2が開かれる。落ちてない場合にはブロック1602において運転が続行される。

【0298】

ブロック1605においては機関モーメントが高められる。同様に負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメント M_{LSK} が高められた値に調節される。ブロック1606においては、機関回転数 n_{mot} が所定の限界値 n_{Grenze_1} よりも大きいか否かが問われる。ノーの場合にはブロック1605にて運転が続行される。イエスの場合にはブロック1607において機関モーメントがエンジンブレ

一キ運転モーメントに調節され、負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメント M_{eng} が機関モーメントの上に調節される。ブロック 1608 にて、機関回転数 n_{out} が目標回転数 n_{target} に達したか否か及び機関側の回転数と出力軸側の回転数の時間的な導函数の差が所定の定数 c_1 よりも値的に小さいか否かが問われる。イエスの場合にはブロック 1609 において、新たに投入しようとする変速段の切換えクラッチ SK1 が押込まれ、ブロック 1610 にて、負荷切換えクラッチが開かれかつブロック 1611 にて切換え過程が終了する。ノーの場合にはブロック 1607 にて運転が続行される。

【0299】

以下においてエンジンブレーキ運転－高切換えの切換え過程を説明する。図 4 1 には負荷切換えクラッチが用いられていない、変速段 1 から変速段 2 へのエンジンブレーキ運転－高切換えが示されている。領域 a においては切換え前の状態が示されている。機関はエンジンブレーキ運転状態にあり、最大のエンジンブレーキ運転モーメントを自動車の加速（制動）に提供している。切換えクラッチ SK1 は閉じられ、機関モーメントを出力軸に伝達する。領域 b において切換え過程の開始が実施される。ここでは機関モーメントは切換えクラッチを開放するためのモーメントレス性を達成するために機関モーメントが零に上昇させられる。形状接続が引き続き存在しておりかつ始動クラッチが閉じられているので、出力モーメントは機関モーメントに追従する。領域 c においては切換えクラッチはモーメントレスであり、変速段が取出し可能になる。領域 d において機関同期化が開始される。機関モーメントは、伝動装置入力軸を新しい同期回転数に加速するためできるだけ迅速に減退させられたひきずりモーメント又は最大のひきずりモーメントに低下させられる。この時間の間機関モーメントは出力軸に伝達されず、けん引力の中止が生じる。領域 e と f において機関モーメントは伝動装置入力軸を新しい目標回転数に加速する。目標回転数に達する直前に機関モーメントは、切換えクラッチ SK2 の閉鎖過程を回転数の等化性とモーメントレス性とのもとで快適に実施することができるよう減退させられる。領域 g において機関モーメントは零に減退させられ、回転数の等化性と回転加速の等化性とが与えられる。切換えクラッチ SK2 は閉じられることができる。領域 h と i においては機関

は再びひきずり運転状態に移行し、その最大のひきずりモーメントに落下する。

出力モーメントはいまや機関モーメントと新しく投入された走行段の伝達比で決定される。

【0300】

以後、第1変速段における負荷切換えクラッチを用いてエンジンブレーキ運転－高切換え、例えば第1変速段から第2変速段への切換えが、完全にけん引力の中断なしでどのように実施されるかを記述する。あらためて機関制御への干渉を伴う切換え戦略とこれを伴わない切換え戦略を紹介する。

【0301】

図42には機関干渉なしのけん引力の減退を有する切換え過程の経過が線図で示されている。機関はエンジンブレーキ運転状態にあり、その最大のエンジンブレーキ運転モーメントを自動車の加速（制動）のために提供している。切換えクラッチSK1は閉じられており、機関モーメントを出力軸に伝達する。領域bとcにおいては切換え過程の開始が行なわれる。伝動装置の第1の走行段にある負荷切換えクラッチは切換えクラッチSK1に対し並列に閉じられる。負荷切換えクラッチLSKが完全に閉じられると、切換えクラッチは出力軸におけるモーメントレベルを変化させることなく切換えクラッチが開放される。領域dとeにおいて機関同期化が開始される。機関の回転数は低下させられる。これを達成するためには負荷切換えクラッチのモーメントはいまや漸次、切換え後のモーメントレベルに相当する出力モーメントが調節されるまで減退させられる。これにより、機関から出力軸に伝達される制御モーメント同様に低下する。何故ならば機関の最大のひきずりモーメントの1部が機関回転数の低減に使用されるからである。領域fとgにおいては新しく投入しようとする変速段の同期回転数が達成される。負荷切換えクラッチLSKのモーメントは機関モーメントに上昇させられる。次いで新しい変速段の切換えクラッチSK2が閉じられる。出力モーメントはこの時期において、最大を通過する。何故ならば切換えは機関モーメントへの干渉なしで実施されかつ出力モーメントは負荷切換えクラッチのモーメントに追従するからである。領域hとiにおいては負荷切換えクラッチは開放され、モーメントは負荷切換えモーメントから切換えクラッチSK2へ移行する。切換え過程は終

了する。

【0302】

図43には機関干渉によるけん引力減退を伴う切換えの経過が示されている。

個々の時期におけるモーメント経過は先きに記述したのと同じである。しかしながらこのヴァリエーションでは、時期fからgまでの間、機関モーメントと負荷切換えクラッチのモーメントは出力モーメントが変化しないか又は著しくは変化しないように制御される。けん引力の嵩上げのない漸進的な移行が得られる。

【0303】

図44にはエンジンブレーキ運転-高切換えを説明するためのブロック回路図1700が示されている。ブロック1701においては切換え過程が切換目的信号で開始される。これは例えば、自動車の運転者によって行なわれた作動によって又は自動化されて制御プログラムにより行なわれる。ブロック1702においては機関モーメントは最大のエンジンブレーキ状態に留められ、出力軸において回転モーメントが一定であるように負荷切換えクラッチLSKが閉じられるか又は負荷切換えクラッチLSKにより伝達可能な回転モーメントが高められる。ブロック1703においては切換えクラッチSK1に作用する回転モーメント M_{SK1} がほぼ零に落ちたか否かが問われる。落ちている場合にはブロック1704にて切換えクラッチSK1が開かれる。落ちていないとブロック1702にて運転が続行される。

【0304】

ブロック1705においては機関モーメントは最大のエンジンブレーキ運転状態にある。同様に負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメント M_{LSK} は高められた値に調節される。ブロック1706においては、機関回転数 n_{rot} が所定の限界値 n_{Grenze_1} よりも小さいか否かが問われる。これがノーである場合にはブロック1705で運転が続行される。イエスである場合にはブロック1707において機関モーメントが最大のエンジンブレーキ運転モーメントに調節され、負荷切換えクラッチにより伝達可能な回転モーメント M_{LSK} が機関モーメント値の上に調節される。ブロック1708においては機関回転数 n_{rot} が目標回転数 n_{sync} に達したか否か及び機関回転数と出力回転数の時間的な導函数の差が値的

に所定の定数 c_1 よりも小さいか否かが問われる。イエスの場合にはブロック 1709において、新しく投入しようとする変速段の切換えクラッチ SK2 が押込まれ、ブロック 1710において負荷切換えクラッチが開かれかつブロック 1711において切換えクラッチが終了する。ノーである場合にはブロック 1707において運転が続行される。

【0305】

図 45 には負荷切換えクラッチの作動とガスペダル操作に基づく運転者希望モーメントの考慮とを伴うけん引ー高切換え、例えば第 1 変速段から第 2 変速段への切換えが示されている。領域 a は切換え前の状態である。機関モーメントは最大 ($M_{\text{max}} = 1$) であり、古い変速段のためには切換えクラッチ SK1 から出力軸に伝達される出力モーメントが与えられる。領域 b において切換え過程が開始される。切換えクラッチにより伝達可能なモーメントを零に減少させるために負荷切換えクラッチはゆっくりと閉じられる。切換えクラッチ SK1 がモーメントレスであると、切換え段は取出され得ることができる。領域 c と d において伝動装置入力軸を同期回転数の達成のために制御するために、機関のモーメントは最大のエンジンブレーキ運転モーメントに後退させられる。負荷切換えクラッチのモーメントはアクチュアルな運転者希望モーメントに相応して、切換え後のモーメントレベルに相応した出力軸モーメントが得られるまで上昇させられる。領域 e において同期化プロセスが継続される。その間に運転者は行動しつつガスペダル調節によって、調節しようとする出力軸モーメントを、例えば最大の機関のモーメントの半分に減退させる。運転者のアクションに反応するために、負荷切換えクラッチは新しく決定されたモーメントレベルにもたらされる。運転者の希望に相応する出力軸モーメントが調節される。機関モーメントはこの時期においては引き続き最大のひきすりモーメントに留められ、伝動装置入力軸は引き続き制動される。領域 f においては、目標回転数に達する直前に機関モーメントは、新しく調節しようとする運転者希望モーメントに相応して上昇させられ、負荷切換えクラッチのモーメントがちょうどこのレベルに下降させられる。これによって一方では投入しようとする切換えクラッチ SK2 におけるモーメントレス性が保証されかつ他方では機関の加速が少なくともほぼ零に減じられ、これにより目標回転数がより

容易に達成できるようになる。領域gにおいてはモーメント等化性が形成されかつ新しい目標回転数が達成される。切換えクラッチSK2は閉じることができかつ新しい走行段に入れられることができる。当該システムは摩擦接続から、摩擦及び形状接続を有するシステムに移行する。

【0306】

領域hとiとにおいては負荷切換えクラッチのモータモーメントは迅速に零に減退させられる。

【0307】

図46と47とにおいては負荷切換えクラッチを用いないけん引-低切換え、例えば変速段3→1の切換えがシーケンス切換えとして示されている。若干の走行情況においては変速伝動装置の個々の変速段は連続的に通過するのではなく、変速段の間で規定された飛びをもって、例えば特別のけん引/エンジンブレーキ運転-低切換えの場合のように切換えられることが望ましい。ここでは第2走行段を飛び越えて行なわれる3→1けん引-低切換えの切換え過程を代表して説明する。

【0308】

領域aにおいては自動車は第3走行段にあり、第3変速段のクラッチである切換えクラッチSK3は機関モーメントを出力軸に伝達する。領域bにおいては切換え過程が開始されかつ機関モーメントは零に減退させられる。切換えクラッチにおいてモーメントレス性が確認されると、第3走行段は取出され得る。領域cにおいては伝動装置入力軸はより高い回転数に加速されなければならない。次いで走行情況と運転者の希望とに応じて、同期化過程ができるだけ迅速に（同期化の間の完全なけん引力の中斷を伴って）行なわれるが又は時間的に延長されて（同期化の間の部分的なけん引力の中斷を伴って）行なわれるか決定される必要がある。紹介した例では、できるだけ迅速な同期化が前提とされる。このためには機関モーメントが最大値に上昇させられ、負荷切換えクラッチは切換え過程全体の間、開かれたままに保たれる。領域dからhにおいて同期化プロセスが続行される。負荷切換えクラッチの構造的な構成に応じて、3→1低切換えの場合にも、第2走行段を一時的に投入しなければならないことが必要になる。このためには

同様に本発明の戦略が用いられる。1つの可能性は第2走行段の目標回転数に達した場合に機関モーメントを零に減退させ、切換えクラッチSK2を短時的に閉じ、次いであらためて切換えクラッチSK2が開かれた場合に、機関モーメントをその最大値に上昇させることである。

【0309】

この戦略は同期化過程の時間的な延長をもたらすであろう。何故ならば機関モーメントが零に減退する場合とこれに続く機関の加速に時間がかかるからである。本発明の別の戦略の特徴は第2変速段の目標回転数に達する前に始動クラッチを開放することである。これは同様に切換えクラッチSK2の時期的な閉鎖のために必要なモーメントレス性を保証する。同時に機関を加速状態に引き続き保ち、始動クラッチを閉じたあとで伝動装置入力軸を効果的に加速することができる。領域iからkまでにおいては第1走行段の目標回転数がほぼ達成され、第1変速段を快適にかつ迅速に投入するために本発明による戦略があらためて役立つ。変形実施例は切換えクラッチSK1が閉じる場合のモーメント衝撃を回避しつつ同期回転数範囲を確実に達成するために、機関モーメントを目標回転数に達する前に零に減退させることを特徴としている。新しい走行段が投入されたあとで機関モーメントは運転者の希望モーメントに応じて上昇させられる。

【0310】

別の変化例はあらためて始動クラッチの制御から得られる。始動クラッチにより、機関から伝動装置入力軸に伝達されたモーメントは無断階に制御されることができる。第1走行段のための目標回転数に達する前に、伝動装置入力軸の加速を減じ、新しい変速段が確実に投入され得る回転数範囲を容易に達成できるために始動クラッチが開かれることができる。このために機関モーメントが減退せられなければならないことはない。この回転数範囲が達成されると始動クラッチは完全に開放され、ひいては切換えクラッチSK1の快適な閉鎖が可能になる。走行段が入れられたあとで始動クラッチは閉じられ、機関モーメントが出力軸に伝達される。

【0311】

図48には第4変速段から第5変速段へのけん引-高切換えの経過が示されて

いる。このような切換え過程は負荷切換えされる伝動装置で、ほぼ完全にけん引力の減退なしで行なうことができる。切換えの個々の時期の記述はすでに紹介した、第5変速段における負荷切換えクラッチを用いたけん引ー高切換えと同じである。注目すべきは、第5変速段の目標同期回転数が達成されたあとで、自動車が負荷切換えクラッチLSKが完全に閉じられた状態で運転できるか又は負荷切換えクラッチLSKに対し並列に配置された切換えクラッチが閉じられ、次いで負荷切換えクラッチLSKを開放した場合にモーメント流が次第に負荷切換えクラッチLSKから切換えクラッチSKへ移行することである。

【0312】

図49には第1変速段における負荷切換えクラッチを用いた、第3変速段から第2変速段へのエンジンブレーキ運転ー低切換えが示されている。この図示の切換え戦略は機関モーメントと負荷切換えモーメントとの制御を含んでいる。したがって出力モーメントの漸進的な移行が実現され得る。個々の切換え時期の記述はすでに記述した、第1走行段における負荷切換えクラッチLSKを用いたエンジンブレーキ運転ー低切換えと同じである。

【0313】

図50aから図50fまでには電気機械の配置の可能性が示されている。図50aには電気機械2000は歯車段2001, 2002を用いて軸2003と結合されている。

【0314】

図50bにおいては電気機械2010は2段の歯車段2011, 2012, 2013, 2014を用いて軸2015と結合されている。

【0315】

図50cにおいては電気機械はロータが軸2021と直接的にかつ同軸に配置されているように配置されている。

【0316】

図50dにおいては、電気機械2030は電気機械の出力軸が太陽歯車2031とかつ遊星歯車伝動装置の中空歯車2032がケーシングと結合可能で、遊星歯車保持体2033が軸2034と結合可能である。

【0317】

図50eにおいては電気機械2040は無段に調節可能な伝動装置2041を介して軸2042と結合可能である。

【0318】

図50fにおいては電気機械2050は切換え可能な段階伝動装置2051を用いて軸2052と結合可能である。

【0319】

図51には自動車2100の駆動トレーンが概略的に示されている。自動車2000は駆動モータ2101、例えば燃焼機関と、制御可能な弁2102と、スロットルバルブアクトリックを有するスロットルバルブ2103と、噴射装置2104と、ラムダゾンデ2106と回転数センサ2107とを有する排ガス触媒器2105とを有している。

【0320】

機関2101と伝動装置2110との間には、始動クラッチ2120が配置されている。クラッチ2120は伝達装置2122を有するクラッチ作動アクタ2121を有している。伝動装置2110は入力軸2112と出力軸2111とを有している。さらに伝動装置2110は切換えクラッチ2113, 2114, 2115を前進段とバック段とを切換えるために有している。さらに先きに記述した形式の負荷切換えクラッチ2116が設けられている。負荷切換えクラッチはアクタ2117で作動される。この場合、アクタとクラッチとの間には伝達装置が設けられている。

【0321】

さらに別の電気機械2130が設けられている。この電気機械2130は伝動装置入力軸2112と歯車組2131を介して結合されている。回転数センサ2132は電気機械の回転数を検出する。

【0322】

伝動装置を作動するためには伝動装置アクトリック2140が設けられている。この伝動装置アクトリック2140はアクタ2141, 2142, 2143を有し、該アクタ2141, 2142, 2143の後ろには伝達部2144から2

146が接続されている。

【0323】

さらに自動車はブレーキ2151、ディファレンシャル2152、回転数センサ2153及び車輪2154を有する駆動トレーン2150を有している。

【0324】

貯蔵と給電とのためにはバッテリ2160と、例えば容量形の蓄電器2161とが設けられている。自動車を操作するためにはハンドブレーキレバー2170、ガスペダル2171、フットブレーキペダル2172及び空調コンプレッサ2173が設けられている。

【0325】

制御は機関制御装置2181、クラッチ制御装置2182、電気機械の制御装置2183、伝動装置制御装置2184及びアンチブロックシステムABSを有するブレーキシステムの制御装置2185及びバッテリと出力エレクトロニクスとの制御装置を有する総制御装置2180を介して行なわれる。

【0326】

符号2190では信号導線、例えばデータバス(CAN)が示され、符号2191では出力流が示されている。

【0327】

図52には、アクタ2265bにより切換えられ、図示の実施例では第4変速段(段歯車2220, 2230により形成)を入力軸2204と押込み状態で結合する負荷切換えクラッチ2280を有する、1つのバック段を備えた6段変速伝動装置2200の1実施例が示されている。より大きい伝達比を有する変速段5, 6は図示の実施例では負荷のもとでは切換え可能ではない。相応の実施例では変速段5又は6と負荷切換えクラッチとの選択的な結合が設けられ、これにより後者の両変速段5, 6が同様に負荷のもとで切換え可能であることは言うまでもない。しかしながらこの場合にはすでに前もって説明した小さい変速段における負荷切換え動作が認められなければならない。

【0328】

回転数信号発生器2271によって回転数が監視される機関2202のクラン

ク軸2202aは伝動装置2200の入力軸2204と回動不能に結合、例えばねじ結合されている。回転の不等速性を緩衝するため及び／又は場合によって発生する軸のずれを補償するためには、公知のねじり振動ダンパ2203aが両方の軸2202a, 2204の間の力の流れに配置されている。入力軸2204は増大させられた質量を有し、この質量がクランク軸2202aのはずみ質量に対し相対的に、周方向に有効な蓄力器の作用に抗して回動可能で、ひいてはねじり振動ダンパ2203aの代りにツウマスはずみ車が設けられることもできる。

【0329】

ねじり振動ダンパ2203aと構成ユニットを成すか又はねじり振動ダンパ2203aから空間的に離されて始動クラッチ2203が入力軸2202aもしくは伝動装置入力軸2204と、該入力軸2204の上に支承された中空軸2206との間の力流に配置されている。始動クラッチ2203は同様にねじり振動ダンパ2211を有し、アクタ2265aにより制御されることができる。この場合には中空軸2206の上には第1変速段のための段歯車2224とバック段Rのための段歯車2225は第4変速段とスライドスリーブとアクタとを有する変速段切換えと一緒に入力軸2204の上に回動可能に設けられていることができる。段歯車2224と段歯車2225は出力軸2205の上に回動可能に配置された対応する可動歯車2234, 2235と一バック段Rの場合には回転方向を反転させるための中間歯車2236を介して一噛合う。

【0330】

入力軸のクランク軸側の端部における始動クラッチ2203と有利には入力軸の他方の端部における負荷切換えクラッチ2280からの入力軸2204のさらなる軸方向の経過においては、入力軸2204の上に回動不能に配置された歯車2223, 2222が接続されている。これらの歯車2223, 2222は変速段2, 3を形成するために可動歯車2233, 2232と噛合う。その後に回動可能に配置された2つの歯車2221, 2221aが変速段5, 6を形成するために、出力軸の上に回動不能に配置された対応する歯車2231, 2231a

と共に設けられている。この場合、軸方向で歯車2221, 2221aの間には回動不能な歯車2241が配置されている。この歯車2241にはそれぞれ歯車2221, 2221aが交互にスライドスリーブ2241aを介して結合され、これによって相応する歯車2231, 2231aと入力軸2204との間に形状接続が形成される。スライドスリーブ2241aはこの場合には、アクタ2261により軸方向に、図示されていない制御ユニットによって前もって与えられている切換え希望にしたがって移動させられる。

【0331】

相応の形状で出力軸2205と出力軸2205の上に回動不能に配置された変速段歯車2240, 2242と変速段2, 3のための歯車2233, 2232もしくは変速段1、バック段Rのための歯車2234, 2235との間の形状接続が形成される。この場合、スライドスリーブ2240a, 2242aは相応にアクタ2262もしくは2260によって作動される。第1の変速段1とバック段Rとの同期化のためには同期化装置2250が設けられている。

【0332】

附加的に伝動装置2200には力接続を形成する結合2291を有する電気モータ2290が、例えば図50a～50fに示すように設けられていることができる。この場合、電気モータ2290は図示の実施例では第2の変速段の歯車223と結合されている。もちろん、電気モータは駆動トレーンの力流の任意の個所に統合することができる。

【0333】

回転数信号発生器2270, 2271は伝動装置入力軸2204もしくは伝動装置出力軸2202のアクチュアルな回転数を制御ユニットに伝送する。

【0334】

図52の伝動装置2200の作用は以下の通りである。

【0335】

始動クラッチ2203が開かれた状態でアクタ2260とスライドスリーブ2242aとで、変速段歯車2234, 2235の1つとの間の形状接続、ひいては入力軸2204から出力軸2205への力接続が始動クラッチ2203が押込

まれると即座に形成され、始動段1又はバック段Rが入れられる。始動クラッチ2203が閉じることによって自動車は始動させられる。

【0336】

変速段1が入れられておりかつ第2変速段への切換えが希望されると、負荷切換えクラッチ2280が押込まれ、始動クラッチ2203と負荷切換えクラッチ2280との間のモーメント等化性のもとで、始動クラッチが押出されることができる。この場合、スライドスリープ2242aはモーメントレスである状態で中立位置へ移動させられるが、このスライドスリープは変わらずにそのままであってもよい。次いで始動クラッチ2203が閉じられ、これによって機関2202の回転モーメントが歯車対2220, 2230を介し、入力軸2204から出力軸2205へ導入され、切換え過程の間のけん引力の中断が回避される。スライドスリープ2242aはアクタ2260によって中立位置へ移動させられるか又は変速段歯車と噛合った状態に留まり、機関回転数の低下によって、例えばスロットルバルブ開放の減退によって、第2変速段の可動歯車2233は、切換えクラッチとして作用するスライドスリープ2240aにおける加速と同じ加速で同期回転数を通過し、アクタ2262は可動歯車2233と歯車2240との間に形状接続を形成する。その後で負荷切換えクラッチ2280は再び押出される。

【0337】

同じ手順で変速段3は切換えられる。変速段3→4の切換えを行なう場合には、まず負荷切換えクラッチ2280が作動され、同期回転数に達したあとで、アクタ2262によってスライドスリープ2240aが中立位置へ、つまり歯車2233, 2232への形状接続が行なわれない位置へ移動させられかつ負荷切換えクラッチ2280が押込まれる。始動クラッチ2203は開いたままである。

【0338】

変速段5, 6は公知の形式でけん引用の中断を伴って入れられる。第4変速段から第5変速段へ切換える場合にはまず負荷切換えクラッチ2280が開放され、次いで機関2202が伝動装置入力軸2204を新しい同期回転数に有利にはスロットルバルブの開口を減少させることにより同期する。次いでスライドスリ

ープ2241aがアクタ2261によって適當な方向へ、歯車2241と歯車2221との形状接続を形成するために移動させられる。第6の変速段はスライドスリーブを可動歯車2221aに向かって移動させることで切換えられる。この場合、同期化は機関回転数を介して行なわれる。

【0339】

伝動装置2200の制御がエンジンブレーキ運転及び低切換えの間で区別され、低切換えは先きに記載した高切換えとはちょうど逆の順序で行なわれる。エンジンブレーキ運転—低切換えの場合の別の経過では、始めにエンジンブレーキ運動力を助成するためにまず第1変速段が始動クラッチ2203の押込みによって第1の変速段1が付加的に接続されることで第3の変速段が入れられ、負荷切換えクラッチ2280が押し離され、同期回転数とスライドスリーブ2240aにおける加速の等化とのもとでスライドスリーブ2240aを介し、歯車2240, 2232の間の形状接続がアクタ2262で形成され、次いで始動クラッチ2203が再び押出される。同様にエンジンブレーキ運転のもとで第3の変速段から第2の変速段への切換えは、始動クラッチ2203が摩擦するかスリップする状態でスライドスリーブ2240aが歯車2232から歯車2233へ適當な同期化回転数のもとで軸方向へ移動させられる。第1変速段1への戻し切換えは始動クラッチが閉じること及びスライドスリーブが中立位置へ移動させられることで行なわれる。

【0340】

図53には図52に示された伝動装置2200に似た伝動装置2300の実施例が示されている。この場合には負荷切換えクラッチ2380は図52の負荷切換えクラッチ2280とは異なって、オイルを使用したクラッチ、つまり有利には多板クラッチとして構成されているのではなく、乾式クラッチ、有利には摩擦ライニングを有する乾式クラッチとして構成されている。このためには負荷切換えクラッチ2380は空間的に一図示されていない—伝動装置ケーシングから同様に図示されていない伝動装置吊鐘体へすらされているが、伝動装置2280の配置の原理的な機能は変えられていない。この場合、負荷切換えクラッチ2380は始動クラッチ2303のクラッチケーシングに統合されていることができ、

軸方向の緊張装置、例えば皿ばねに抗してアクタ2365a, 2365bによつて押出し可能なダブルクラッチであることができる。さらに一オイルで濡らされた負荷切換えクラッチの場合のように一負荷切換えクラッチ2380はクランク軸2302aと第4の変速段のための歯車対2320, 2330との間の力の流れにおいて有効な減衰装置2380aを備えていることができる。第4の変速段4は負荷切換えクラッチ2380と一緒に軸方向でクランク軸2302aの方向にずらされ、負荷切換えクラッチ2380と回動不能に結合された第4の変速段の変速段歯車2320は伝動装置ケーシングを通って伝動装置2300内へ導入された中空軸状の付加部2320aで、第1の変速段とバック段Rとの変速段歯車2324, 2325のための中空軸2306の上に支承されている。クラッチ2303, 2380をまとめることにより、伝動装置2300はよりコンパクトになる。つまり軸方向の構成空間がわずかな形に構成でき、したがって自動車における前横組込みにとってより有利な形で伝動装置2300が設けられるようになる。

【0341】

図54には図52、53に示した実施例と似た伝動装置2400の実施例が示されている。図52、53で記述した特徴と特性は以後記述した相違を除いてこの伝動装置2400にも当嵌まる。

【0342】

伝動装置2400は2つのクラッチ2403, 2480を有し、該クラッチ2403, 2480は有利にはクラッチケーシング内に、伝動装置吊鐘体における引張型の乾式クラッチとして配置されている。

【0343】

クラッチ2403, 2480はアクタ2465により制御され、制御論理は図54aに線図として示されている。該線図にはクラッチ2403, 2480により伝達されたモーメントMがアクタ距離Xに関連してプロットされている。アクタ距離X=0ではクラッチ2403は完全に押込まれており、最大の伝達可能なモーメントMoを伝達する。アクタ距離Xの増大につれてクラッチ2403は押出されかつスリップし、Xoで完全に押出される。この点ではクラッチ2280も同

様に完全に押出され、アクタ距離Xの増大につれて完全な摩擦接続まで押込まれる。したがって両方のクラッチ2403, 2480はアクタ位置 X_0 から出発して別々にアクタ距離Xの方向によって制御可能である。

【0344】

第1のクラッチ2403は、出力軸2405の上に回動不能に配置された歯車2442、スライドスリープ2442a及び同期化装置2450によって選択的に駆動軸2405と形状接続的に又は摩擦接続的に結合可能である変速段1及びバック段Rに作用する。この場合、スライドスリープ2442aはアクタ2460によって軸方向に移動させられ、アクタ2460とスライドスリープ2442aとの間には伝動装置iが設けられていることができる。さらにスライドスリープ2443aによって中空軸2406の上に回動不能に配置された歯車2443bが、減衰装置2403aを介して回動不能にクランク軸2402aと結合された入力軸2404に回動不能に配置された歯車2443と結合され、ひいては中空軸2406と入力軸2404との間に力接続が形成される。変速段2と3並びに5と6はそれぞれすでに図52、53に示したように一相応のスライドスリープで選択されかつ入力軸2404と出力軸2405の上に配置されている。

【0345】

図54による前記伝動装置の切換え過程は以下の通りである。

【0346】

第1の変速段1又はバック段Rはスライドスリープ2442aの作動によって選び出され、自動車の始動は第1のクラッチ2403の閉鎖によって行なわれる。クラッチ2403と入力軸2404との間に同期回転数が達成されると、スライドスリープ2443aによって形状接続が形成される。したがって変速段2へのけん引-高切換えに際して、クラッチ2403は変速段1を介した力流の中止なしで押出されることができる。次いで第4変速段4におけるクラッチ2480を押込むことにより伝達モーメントが形成され、スライドスリープ2443aは形状接続に作用する伝達モーメントが零に落ちた場合に中立位置へ移動させられる。次いで入力軸2404との同期回転数が達成されると、スライドスリープ2440aが出力軸2405に対する形状接続を形成する。この場合、入力軸の回

転数は機関回転数で変化させられることがある。次いでアクタ2465は中央位置X₀に戻され、ひいてはクラッチ2480が押出される。

【0347】

変速段2から変速段3へのけん引切換えのためには、クラッチ2480が押込まれ、同期化条件のもとでスライドスリープ2440aを用いて形状接続が変速段3を介して入力軸2404と出力軸2405との間に形成され、次いでクラッチ2480が再び押出される。

【0348】

第4の変速段4はクラッチ2480を閉鎖することで入れられる。このためにはスライドスリープ2240aは変速段2への形状接続も変速段3への形状接続も与えられない中立位置へ移動させられる。

【0349】

変速段5、6は中空軸2406と入力軸2404との間の結合をスライドスリープ2443aによって形成したあとで、自体公知の形式でけん引力の中止と機関回転数を介した同期化とを伴って押込まれかつ押出される。

【0350】

エンジンブレーキ運転-低切換えの経過は以下の通りである。

【0351】

スライドスリープ2441aを中立入りへ移動して、入力軸2404と中空軸2406との間の結合を解いたあとでクラッチ2480を閉じることにより第4の変速段4を入れることができる。

【0352】

エンジンブレーキ運転における変速段4から変速段3への次の低切換えはクラッチ2480を開放し、第1変速段をエンジンブレーキ力のアシストとして用いることで行なわれる。この場合には、第1のクラッチ2403が閉じられ、その間に同期化回転数で第3変速段3が押込まれ、次いで第1のクラッチ2403が開かれる。第2の変速段2においては第1変速段をエンジンブレーキ力のアシストとして用いて、切換え過程の間の自動車の制動が行なわれる。第1の変速段は最大距離から最小距離のアクタ2465のアクタ運動によって切換えられるのに

3/31/11-3

対し、スライドスリープ2240aは中立位置へもたらされる。スライドスリープ2443a, 2400aと2441aは有利には2つのアクタ2461, 2462により伝動装置iを介して作動させられることができる。

【0353】

図55の伝動装置2500の実施例においては同様に1つのアクタ2565により制御された2つのクラッチ2503, 2580が設けられている。この伝動装置2500はもちろん図54における伝動装置2400に対し変化させられた切換え論理を有している。この切換え論理は図55aにおいてアクタ距離Xの函数として示されている。この場合、クラッチ2503, 2580は連続的に、増加するアクタ距離Xに沿って押込まれる。しかしながらクラッチ2503はすでに完全に押込まれ、クラッチ2580がグリップ点にあると一杯の摩擦モーメントを伝達する。したがって「両クラッチが押出されている状態」と「クラッチ2503が押込まれている状態」と「両方のクラッチが押込まれている状態」とが区別される。

【0354】

クラッチ2580は押込まれた状態でクランク軸2502aを中空軸2506と結合する。この中空軸2506はクラッチ吊鐘体から伝動装置内へ案内されかつ入力軸2504に支承されている。中空軸2506には入力軸2504がスライドスリープ2543aを介してかつ出力軸2505が第4変速段4の変速段歯車対2520, 2530を介して結合されている。この場合、第4の変速段4は中空軸2506にスライドスリープ2544aを介して相応の同期化装置2554を用いて連結可能であり、バック段はスライドスリープ2546aを用いて回動不能に結合可能である。スライドスリープは一先きに記述したように一適当な中間伝動装置iを介して互いに結合されかつ／又は增速されることができる適当なアクタにより切換えることができる。変速段1はスライドスリープ2547aを用いて出力軸2505と連結可能である。変速段2と3はスライドスリープ2540aを介して選択的に出力軸2505と、変速段5, 6は選択的にスライドスリープ2541aを介して入力軸2504と、伝動装置の入力軸と出力軸との間に適当な增速を形成するために連結可能である。

【0355】

この実施例の作用形式も同様に第1のクラッチ2503を用いた、第1変速段1又はバック段Rにおける始動を前提としている。このためには適当なスライドスリープ2546a, 2547aが作動されクラッチ2503が押込まれる。

【0356】

けん引のもとで変速段2へ切換えるためにはアクタ2565がさらに変位させられ、ひいては第2のクラッチ2580と第4変速段4のためのスライドスリープ2544aとがけん引力アシストと同期化とのために押込まれるのに対し、けん引力はスライドスリープ2547aを移動することで第1の変速段1で減退させられ、入力軸2504と出力軸2505との間のスライドスリープ2540aの形状接続によって再び増大させられる。次いでクラッチ2580が再び押出され、これにより変速段4はもはやモーメントを伝達できなくなる。この過程は次の高切換え過程に際し、変速段3へのスライドスリープの切換えて繰返される。変速段4へ切換える場合、クラッチ2580は押込まれ、スライドスリープ2540aは中立位置へ移動させられる。変速段5と6はけん引力のアシストなしで入れられる。この場合、スライドスリープ2541aは所望の変速段の変速歯車と形状接続を形成する。

【0357】

変速段4への低切換えのためにはスライドスリープ2541aは中立位置へもたらされ、スライドスリープ2544aは第4の変速段4と結合される。

【0358】

特に図52-54に示された実施例と同様に変速段1は切換え過程の間、エンジンブレーキアシストとして使用される。変速段4から変速段3への低切換えの例に基づき、これは例えば先きの実施例に応用される。この場合にはまずスライドスリープ2543aを用いて第4の変速段が入力軸2504と結合され、両方のクラッチ2503, 2580が開放される。次いで変速段1がスライドスリープ2547aに入れられ、変速段3がスライドスリープ2540aによって同期化回転数と加速等化性のもとで投入され、中空軸2506に対する入力軸2504の結合がスライドスリープで切離されかつクラッチ2503が押出される。

【0359】

図56には第2の摩擦クラッチが不要で、それでもけん引力及びエンジンブレーキ力アシストを有している伝動装置2600の実施例が示されている。この場合、摩擦クラッチ2603は同時に始動及び負荷切換えクラッチである。高切換えのためには一先きの実施例の場合のように高い変速段、例えばこの場合には変速段4がけん引力アシストとしてかつ小さな変速段がエンジンブレーキ力アシストとしてこの場合には例えば変速段1が切換え過程の間中間接続される。

【0360】

始動は変速段1において、スライドスリープ2647aがクラッチ2603との形状接続を中空軸2606を介して構成しかつクラッチ2603が閉じられることで行なわれる。第2の変速段2へ切換えるためにはスライドスリープ2643aを介し、クラッチ2603が押込まれた状態で、クランク軸2602aと直接的に結合された入力軸2604が第1の変速段1と結合され、したがって機関モーメントがこの伝達経路の上で第1の変速段1から出力軸2605に伝達され、スライドスリープ2647aが第4変速段との形状接続を形成することができる。この第4変速段は押込まれたクラッチ2603を介して機関モーメントを出力軸2605に、スライドスリープ2640aにより第2変速段が機関回転数で同期されて投入されかつ第4変速段がクラッチ2603の操作により再び不活性にされ得るまで放出する。相応に変速段2→3の変速段の切換えが行なわれる。第4の変速段はクラッチ2603の押込みと、同時に行なわれる中立位置へのスライドスリープ2640aの移動によって入れられる。変速段5と6はクラッチ2603を押出したあとで機関回転数を介して同期されて押込まれかつ押出される。

【0361】

第1変速段1を用いた切換えは切換え3→2を例として説明する。スライドスリープ2647aを介してクラッチ22603が押出された状態で第1の変速段1が活性化される。クラッチ22603が閉じられ、これにより回転モーメントが変速段1を介して出力軸に形成される。同期回転数でスライドスリープ2640aが作動され、変速段2が投入され、次いでクラッチ2603が第1変速段を

自由切換えするために再び押出される。

【0362】

本願で提出した特許請求の範囲の請求項は記述提案であって、別の請求項の申請を断念するものではない。出願人は明細書及び／又は図面に開示されているに過ぎない別の特徴について特許を申請する権利を保留する。

【0363】

従属請求項に用いた引用は、各従属請求項の特徴による独立請求項の対象の別の構成を意味し、引用した従属請求項の特徴の独立した保護の断念を意味するものではない。前記従属請求項の対象は先の従属請求項の対象とは無関係な構成を有する独立した発明を成すものもある。

【0364】

本発明は明細書に記載した実施例に限定されるものではない。むしろ、本発明の枠内で数多くの変化と変更とが可能であり、特に明細書全般及び実施例並びに請求の範囲に記述されかつ図面に示された特徴もしくは部材又は方法段階と関連して発明的でありかつ組合わすことのできる特徴によって新しい対象又は新しい方法段階もしくは方法段階順序を成すヴァリエーション、部材及び組合わせ及び／又は材料が製造法、試験法及び作業法に関しても考えられる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

作動装置の概略図。

【図2】

線図。

【図3a】

伝動装置の概略図の1部。

【図3b】

伝動装置の概略図の1部。

【図4a】

伝動装置の概略図の1部。

【図4b】

伝動装置の概略図の1部。

【図5a】

伝動装置の概略図。

【図5b】

伝動装置の概略図。

【図6】

伝動装置の概略図。

【図7a】

伝動装置の概略図。

【図7b】

伝動装置の概略図。

【図8】

伝動装置の概略図の1部。

【図8a】

伝動装置の概略図の1部。

【図9】

伝動装置の概略図の1部。

【図9a】

伝動装置の概略図の1部。

【図10】

伝動装置。

【図11a】

伝動装置の1部。

【図11b】

伝動装置の1部。

【図11c】

伝動装置の1部。

【図12】

伝動装置。

【図13a】

回転モーメントと回転数とを時間的に示した図。

【図13b】

回転モーメントと回転数とを時間的に示した図。

【図14a】

回転モーメントと回転数とを時間的に示した図。

【図14b】

回転モーメントと回転数とを時間的に示した図。

【図15a】

回転モーメントと回転数とを時間的に示した図。

【図15b】

回転モーメントと回転数とを時間的に示した図。

【図16a】

回転モーメントと回転数とを時間的に示した図。

【図16b】

回転モーメントと回転数とを時間的に示した図。

【図17a】

回転モーメントと回転数とを時間的に示した図。

【図17b】

回転モーメントと回転数とを時間的に示した図。

【図18】

概略的な伝動装置。

【図19】

線図。

【図20】

線図。

【図21】

線図。

【図22】

線図。

【図23】

線図。

【図24】

線図。

【図25】

線図。

【図26】

線図。

【図27】

線図。

【図28】

ブロック回路図。

【図29】

ブロック回路図。

【図30】

線図。

【図31】

線図。

【図32】

線図。

【図33】

線図。

【図34】

ブロック回路図。

【図35】

ブロック回路図。

【図36】

線図。

【図37】

線図。

【図38】

線図。

【図39】

線図。

【図40】

ブロック回路図。

【図41】

線図。

【図42】

線図。

【図43】

線図。

【図44】

ブロック回路図。

【図45】

線図。

【図46】

線図。

【図47】

線図。

【図48】

線図。

【図49】

線図。

【図50】

概略的な配置断面図。

【図51】

自動車の概略図。

【図52】

本発明の伝動装置の別の実施例の概略図。

【図53】

本発明の伝動装置の別の実施例の概略図。

【図54】

本発明の伝動装置の別の実施例の概略図。

【図54a】

図54の実施例に属する線図（始動クラッチもしくは負荷切換えクラッチのモーメントの伝達を押し出し距離に関連して示した図）。

【図55】

本発明の伝動装置の別の実施例の概略図。

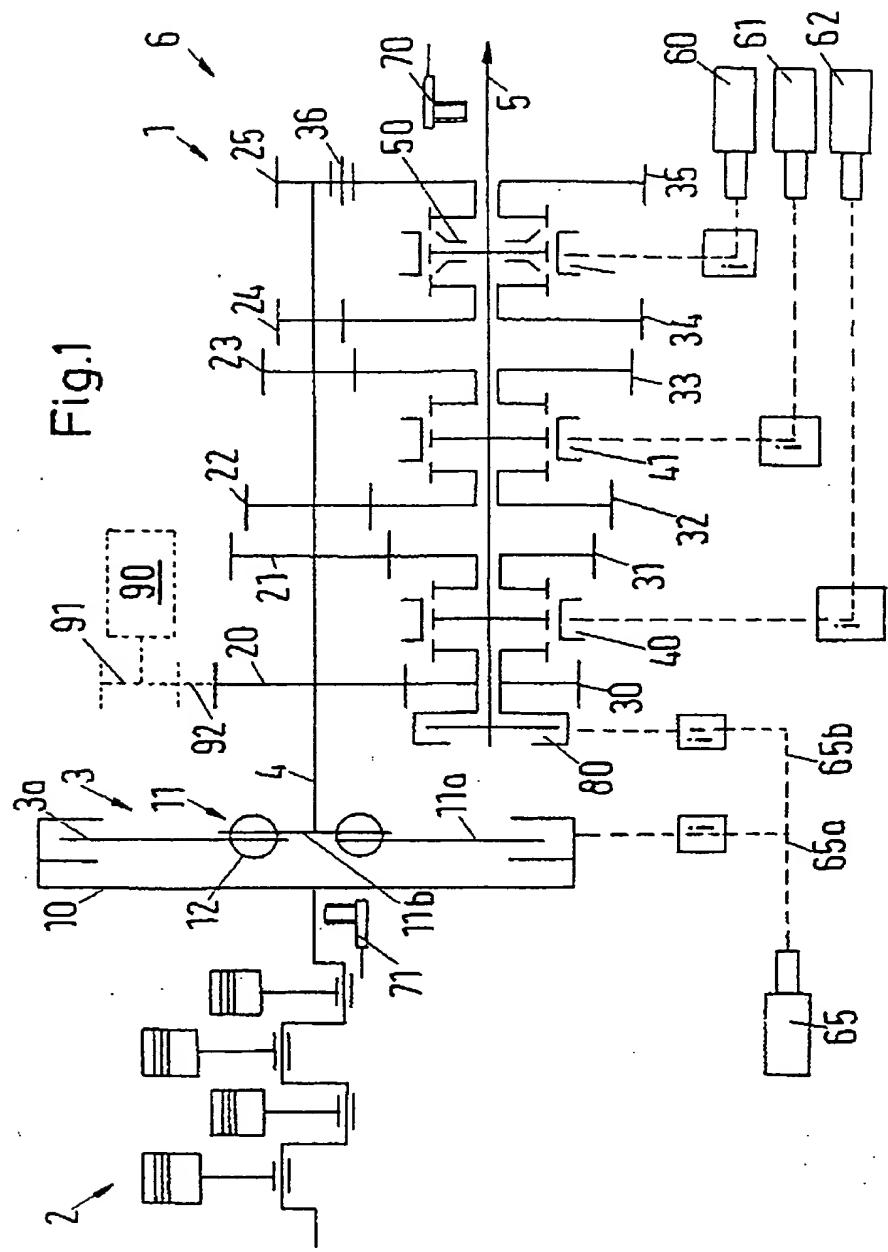
【図55a】

図55の実施例に属する線図（始動クラッチもしくは負荷切換えクラッチのモーメントの伝達を押し出し距離に関連して示した図）。

【図56】

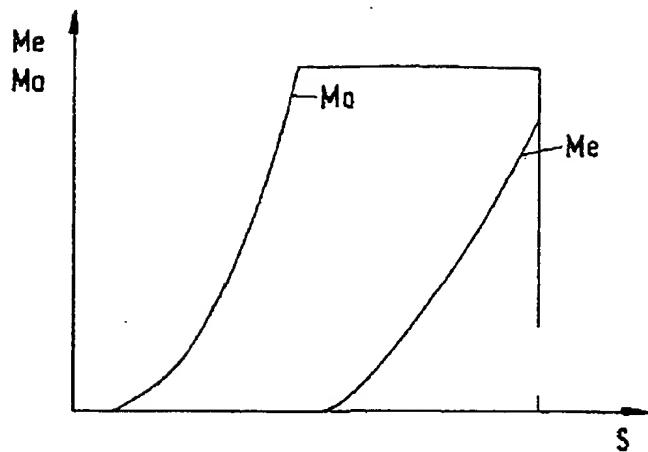
本発明の伝動装置の別の実施例の概略図。

[図1]



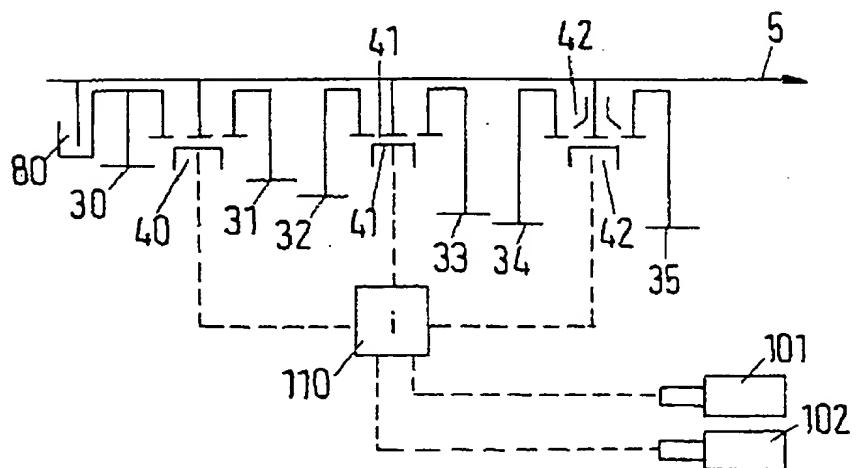
【図2】

Fig.2



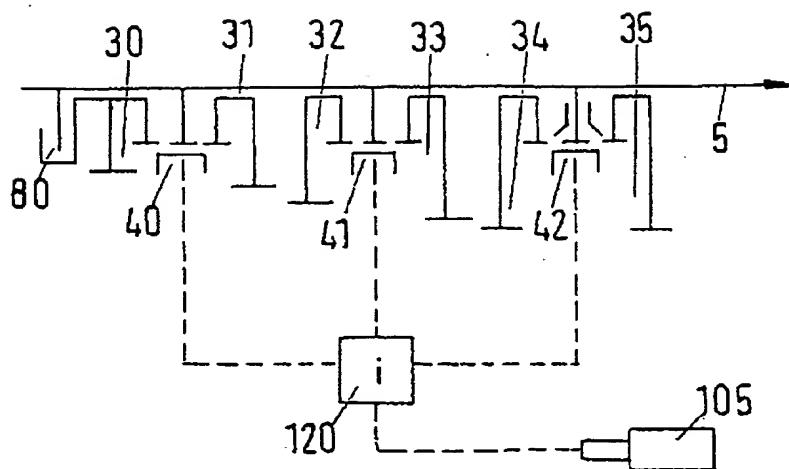
【図3a】

Fig.3a



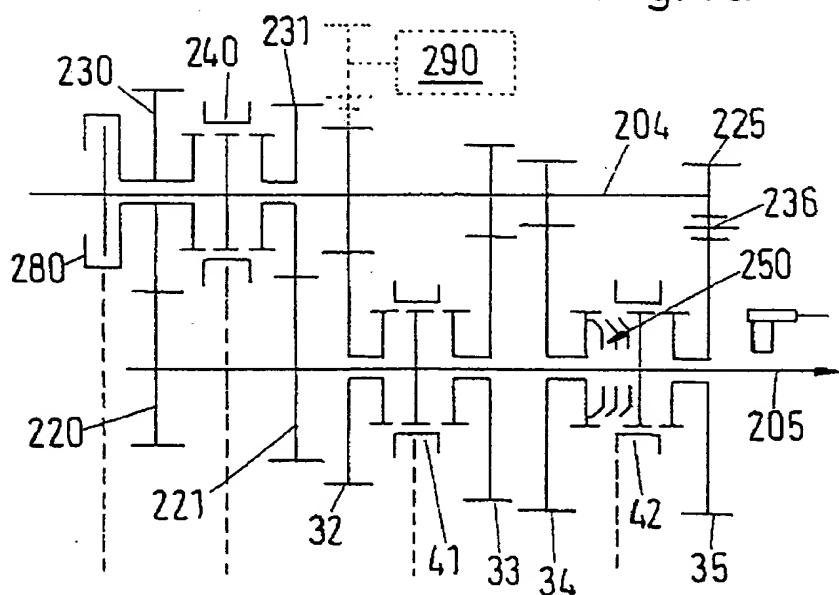
【図3b】

Fig.3b



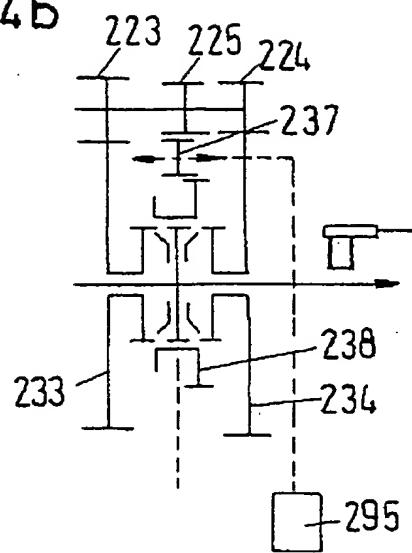
【図4a】

Fig.4a



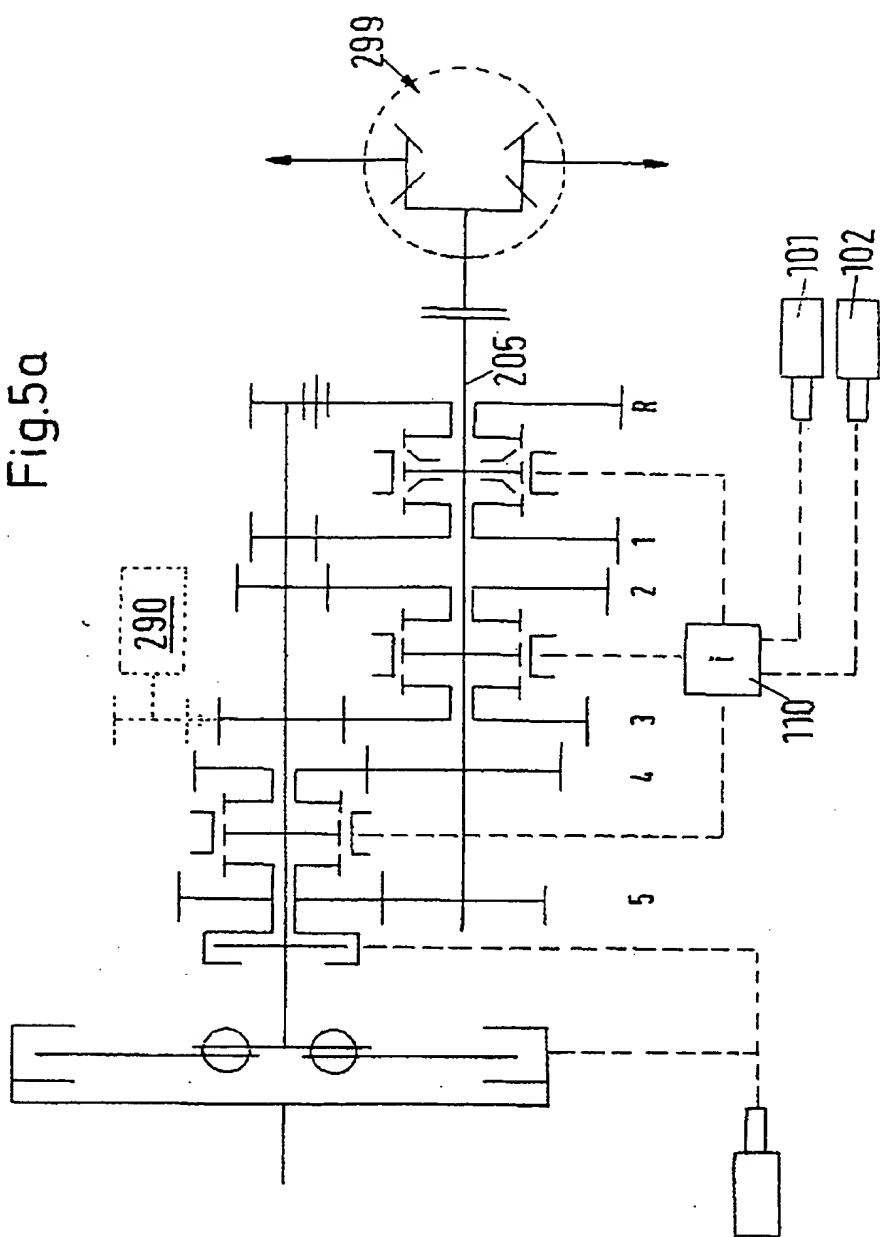
【図4b】

Fig.4b



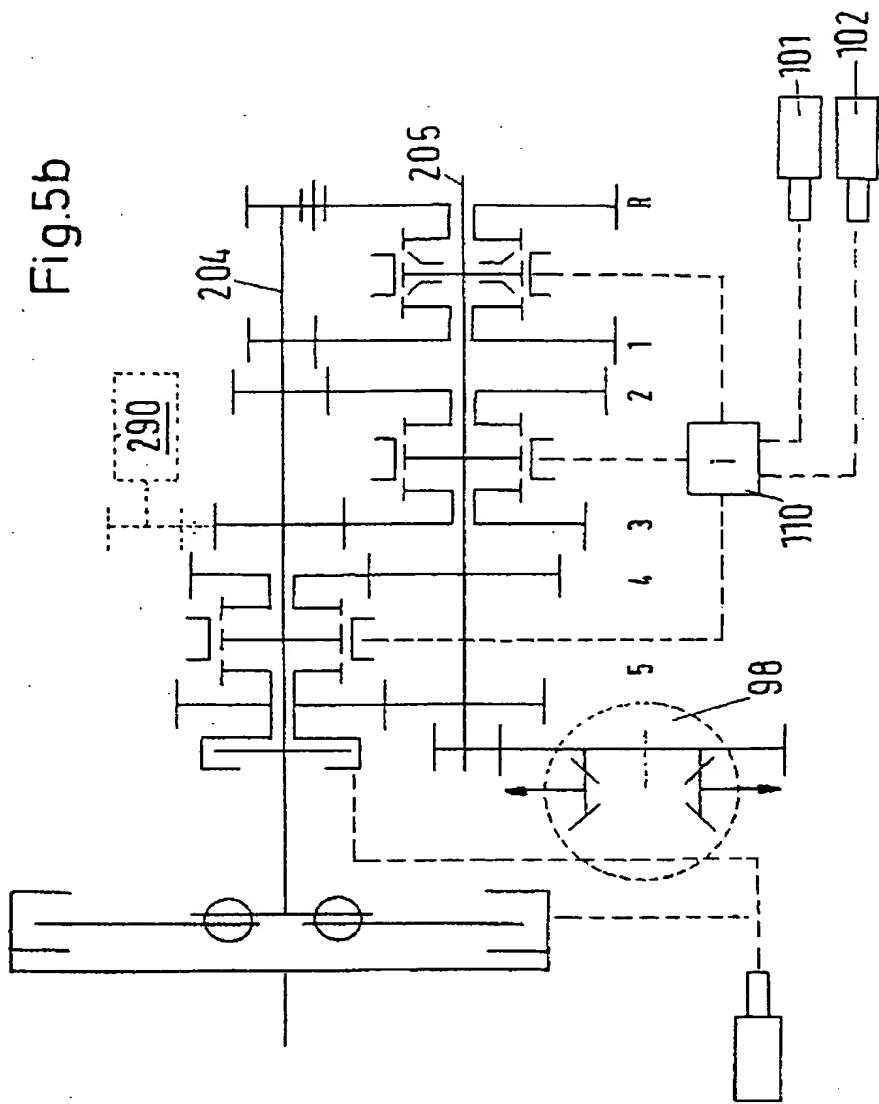
【図5a】

Fig.5a

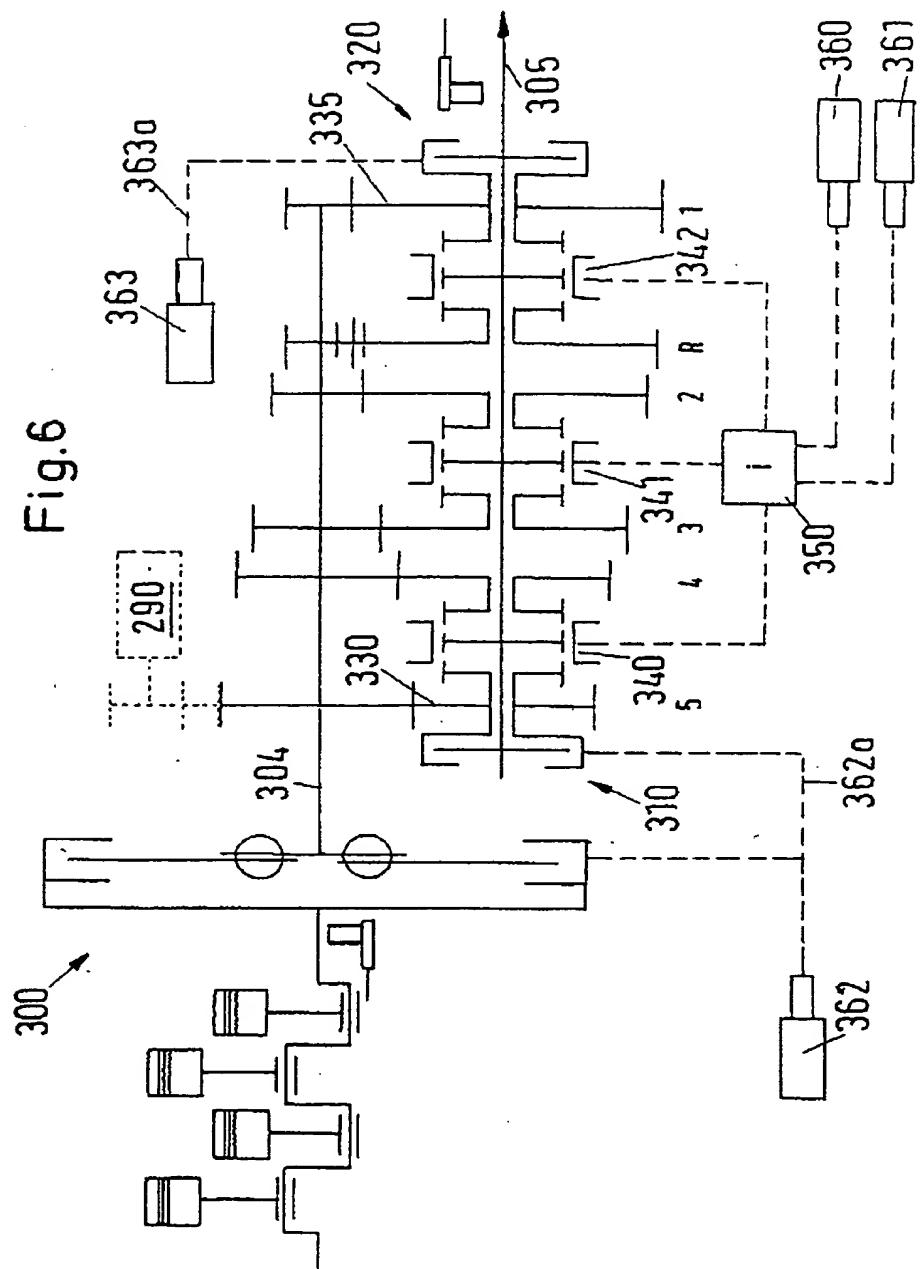


【図5b】

Fig.5b

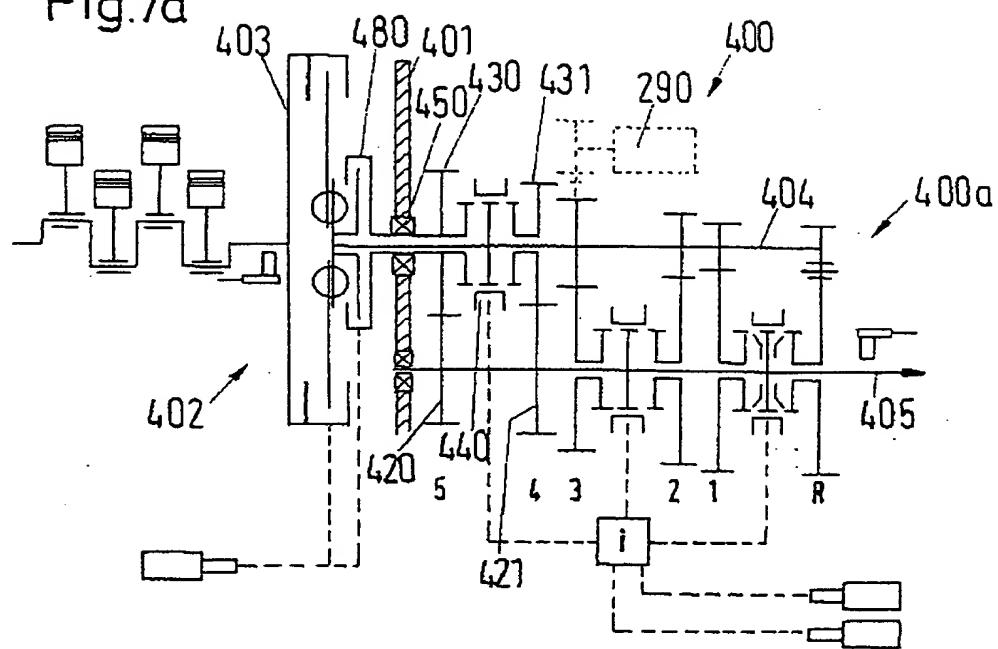


[☒ 6]



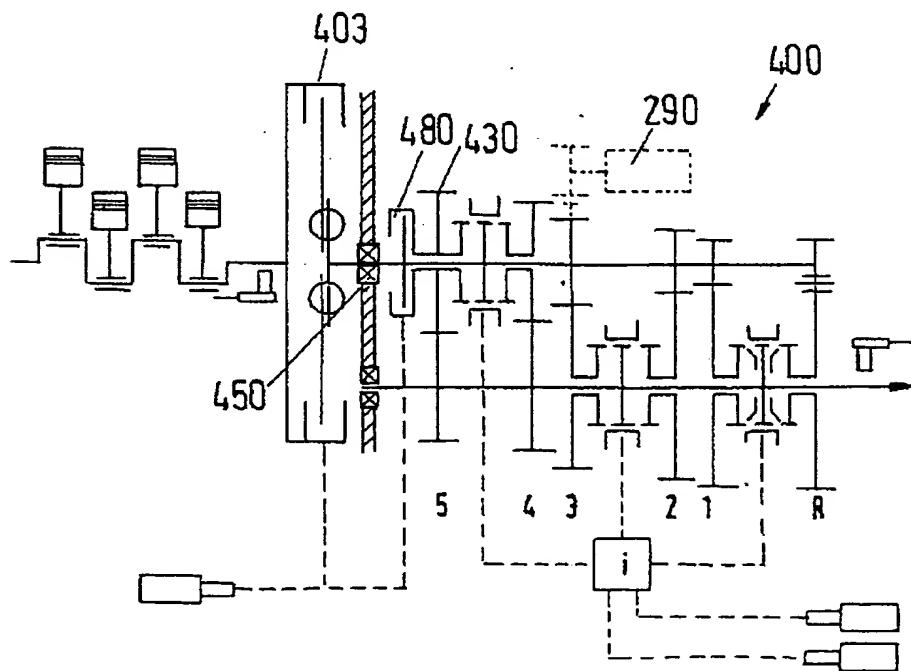
【図7a】

Fig.7a

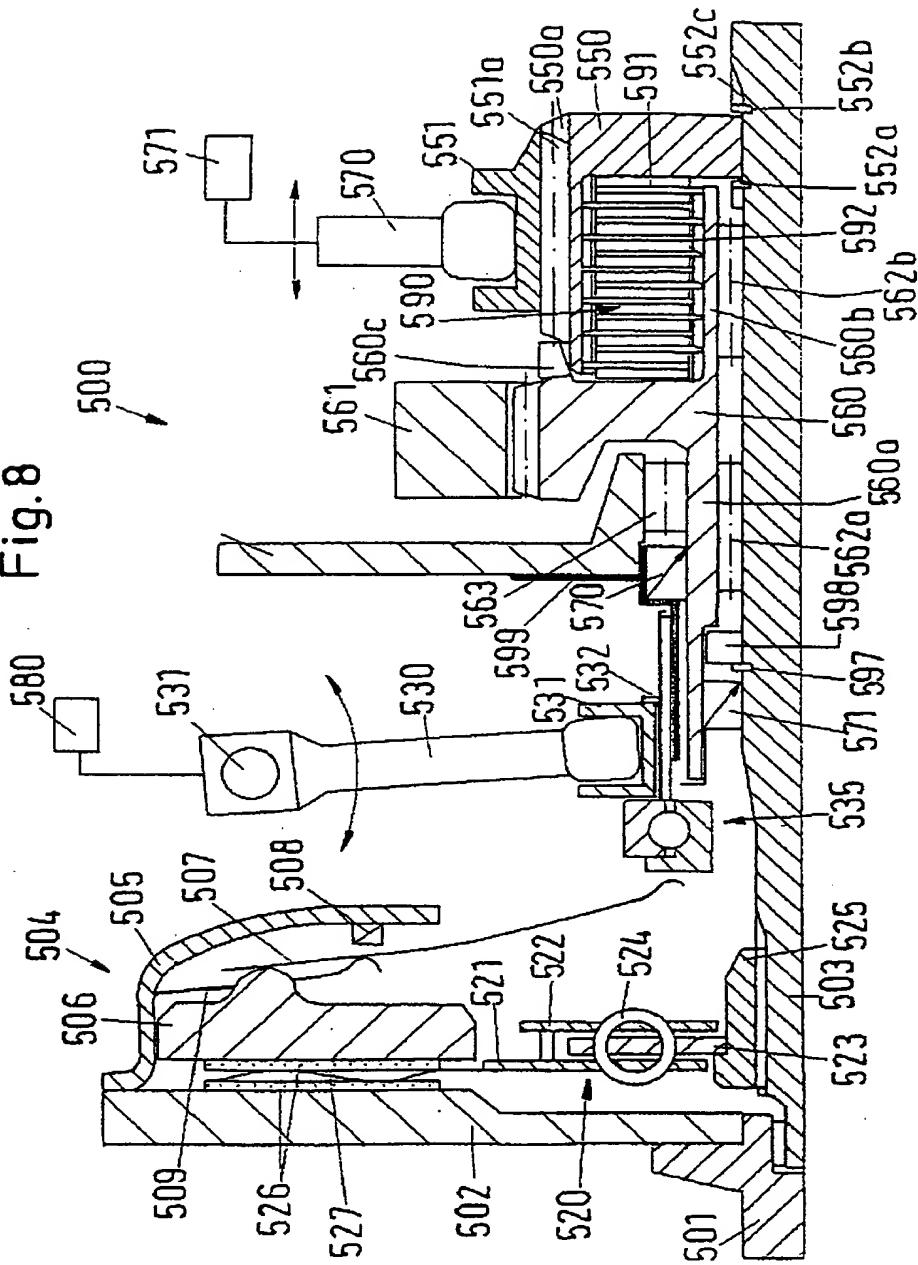


【図7b】

Fig.7b

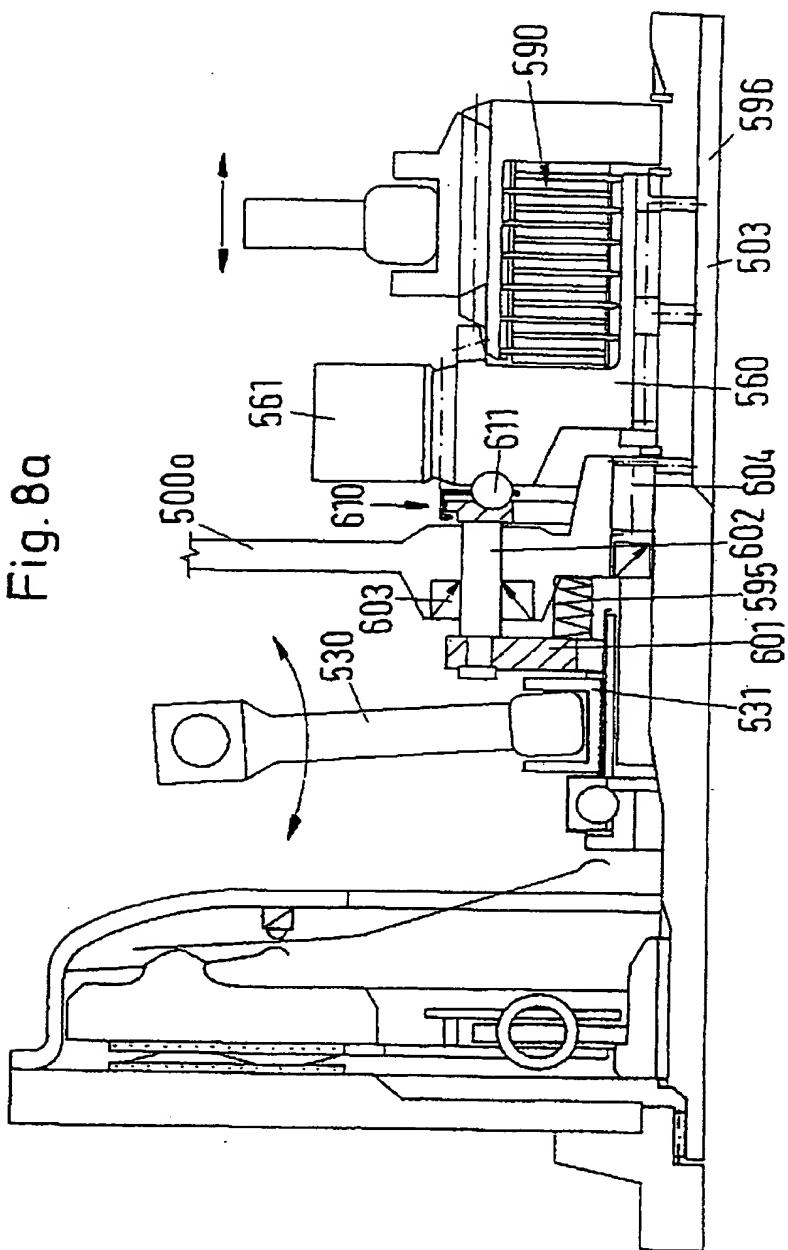


【四】

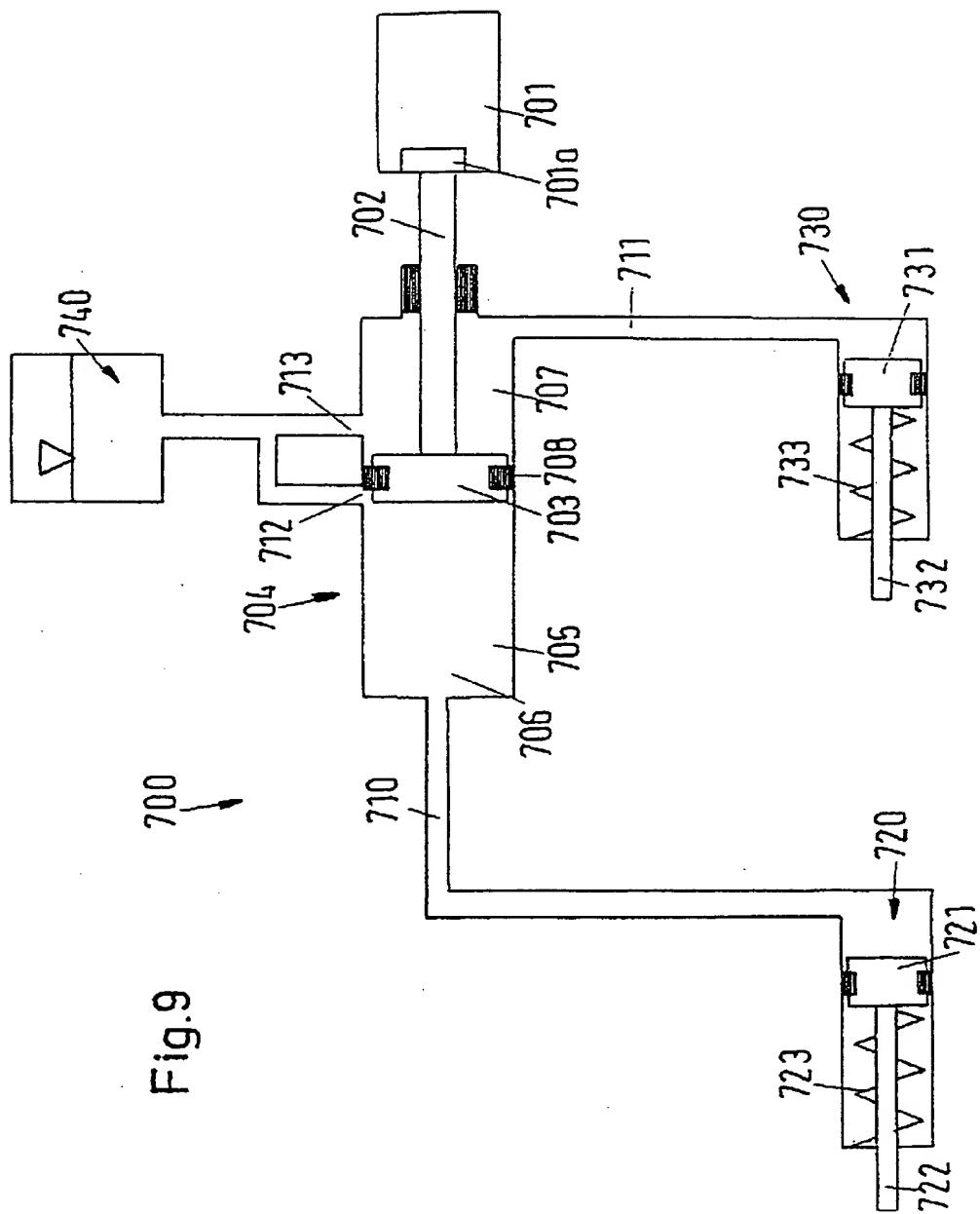


【図8a】

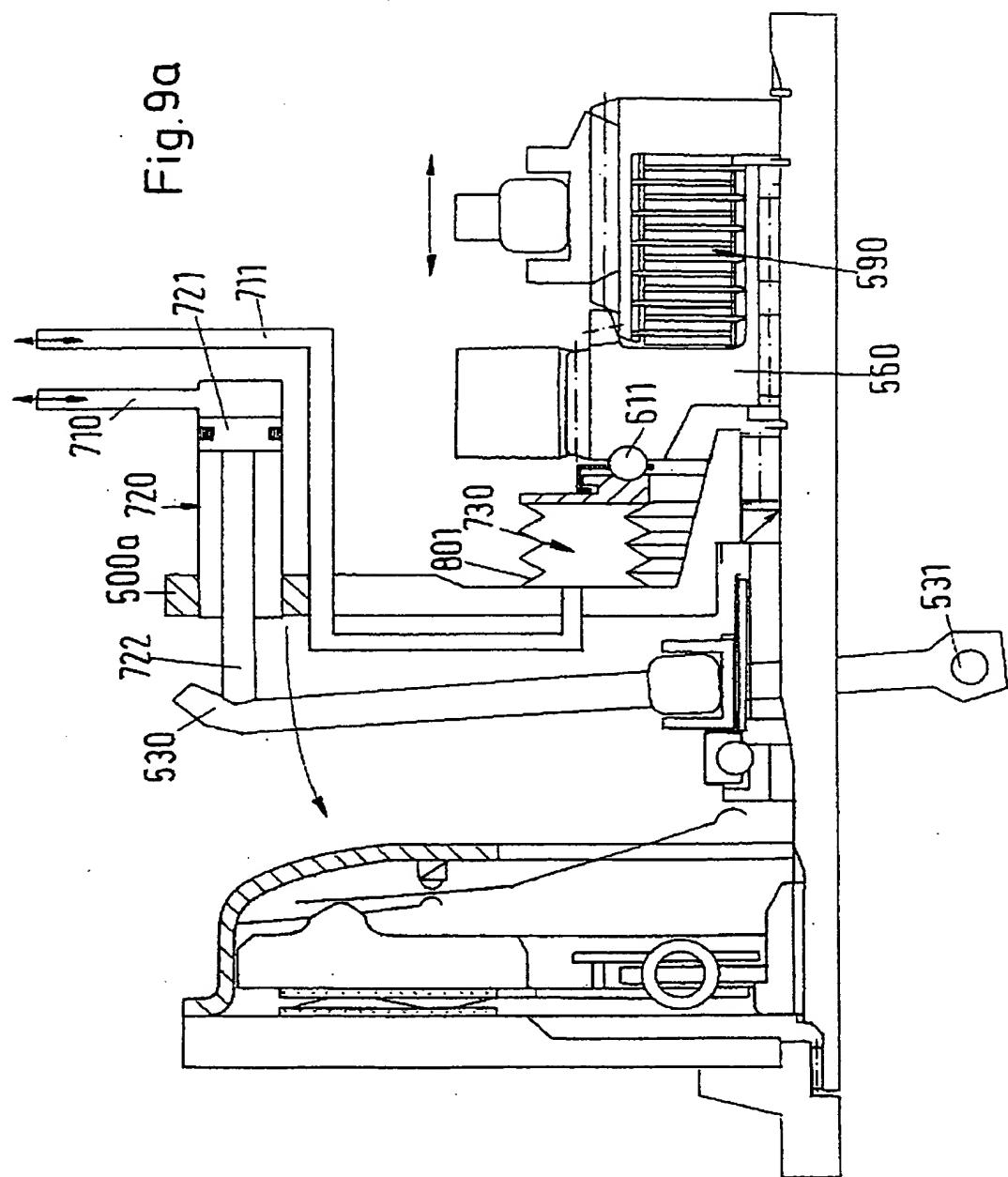
Fig. 8a



【図9】

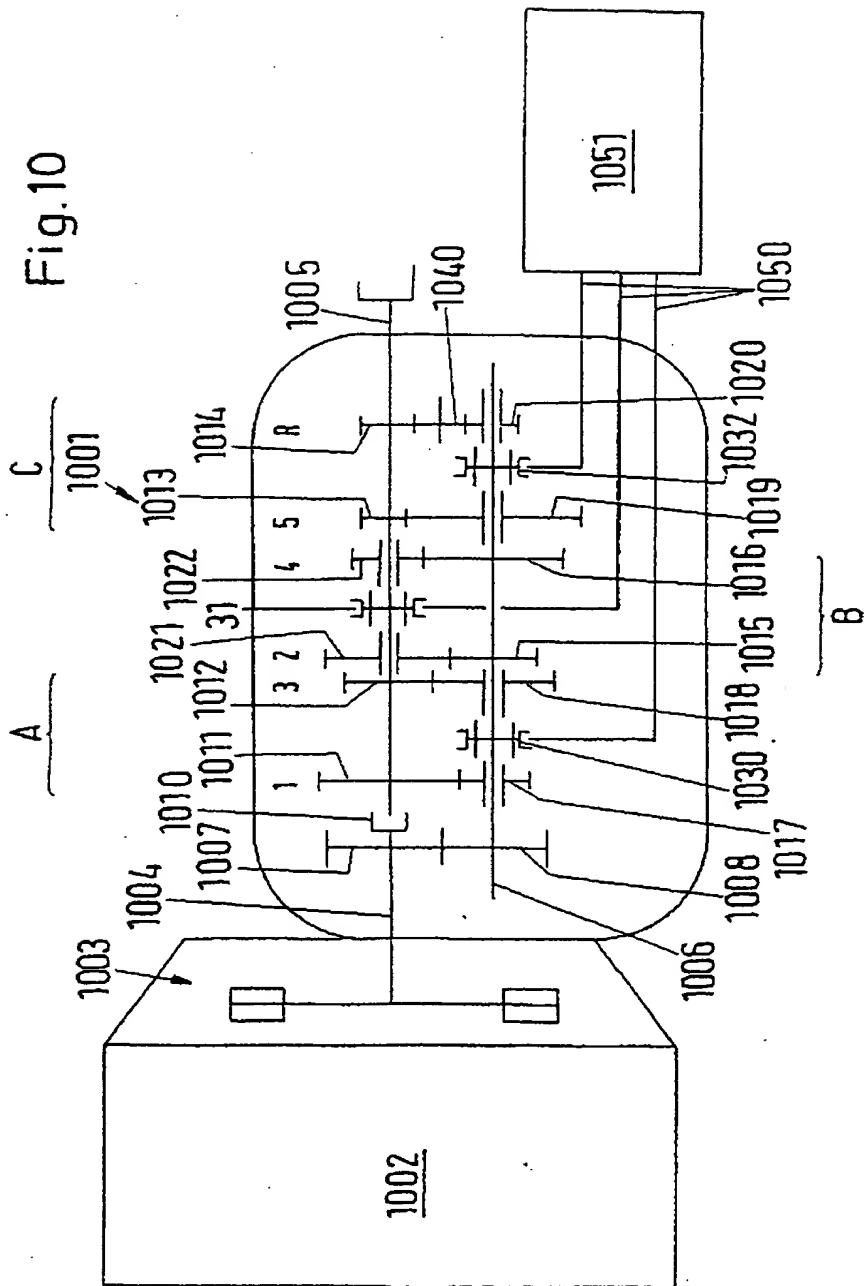


【図9a】



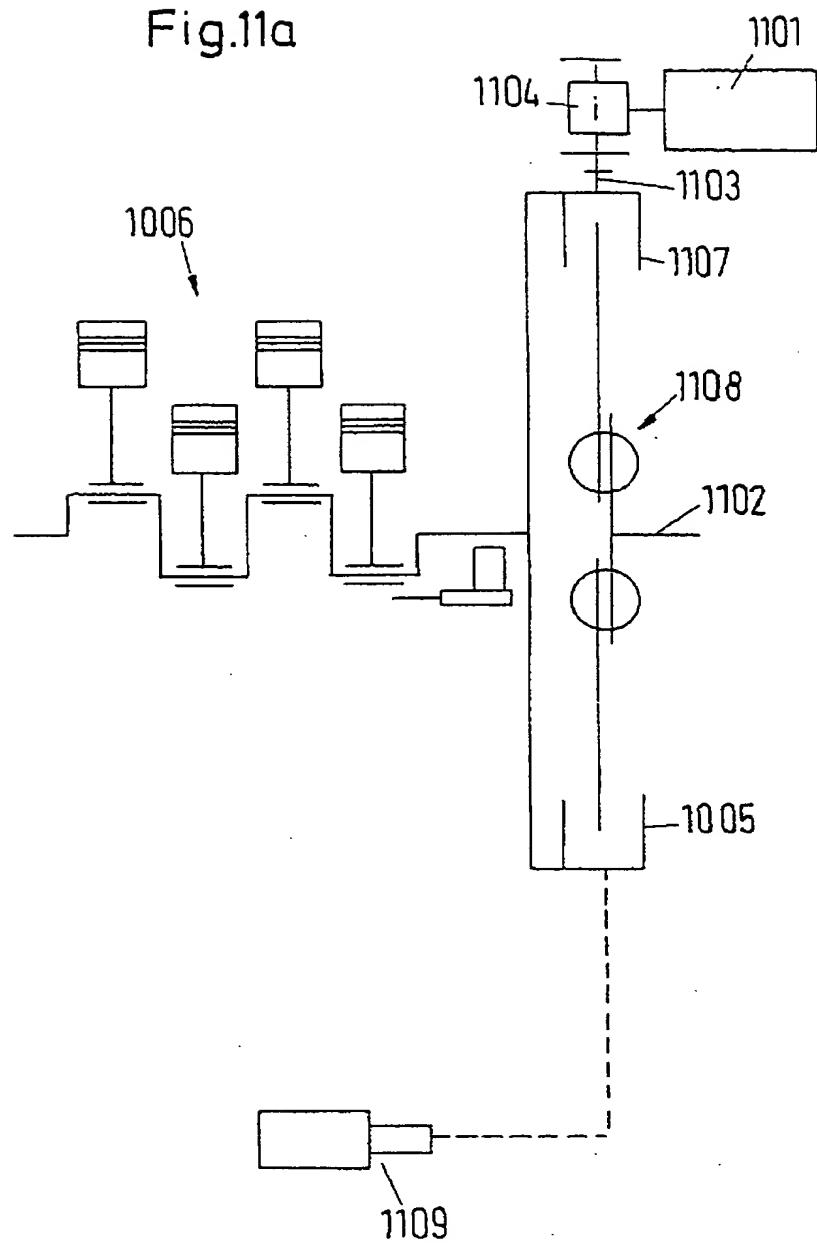
【図10】

Fig.10



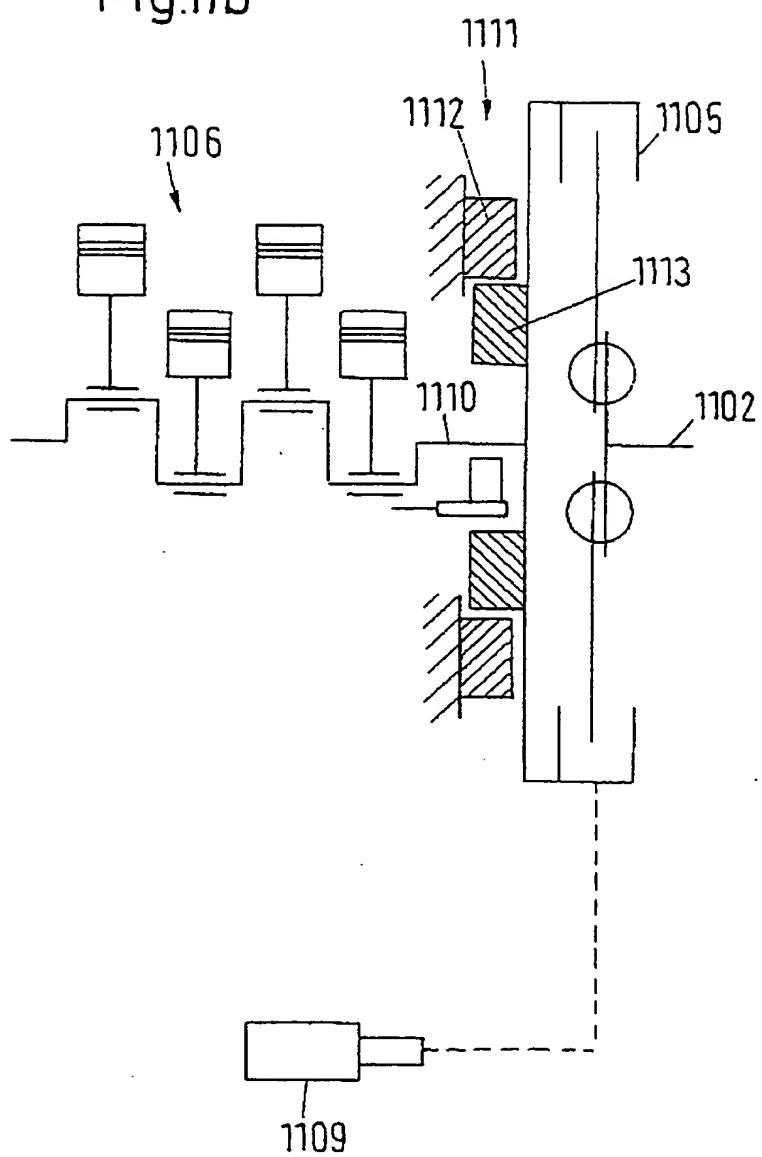
【図11a】

Fig.11a



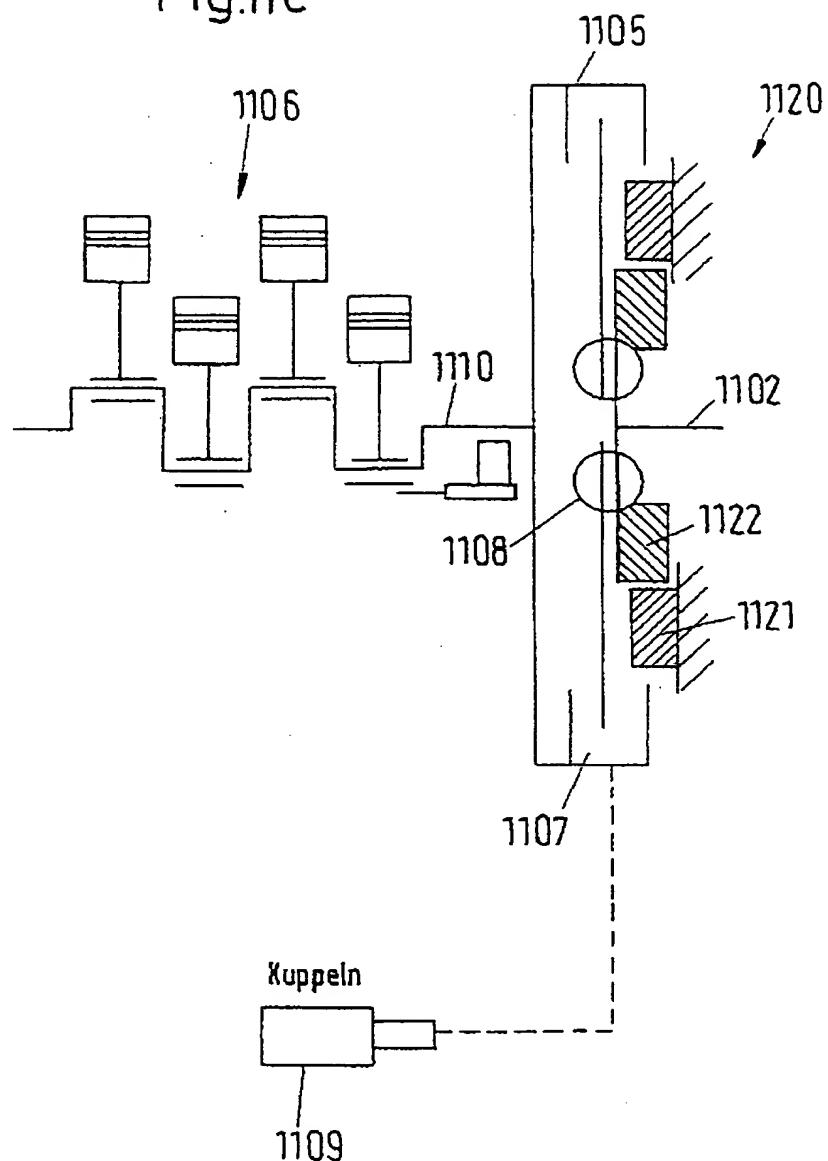
【図11b】

Fig.11b



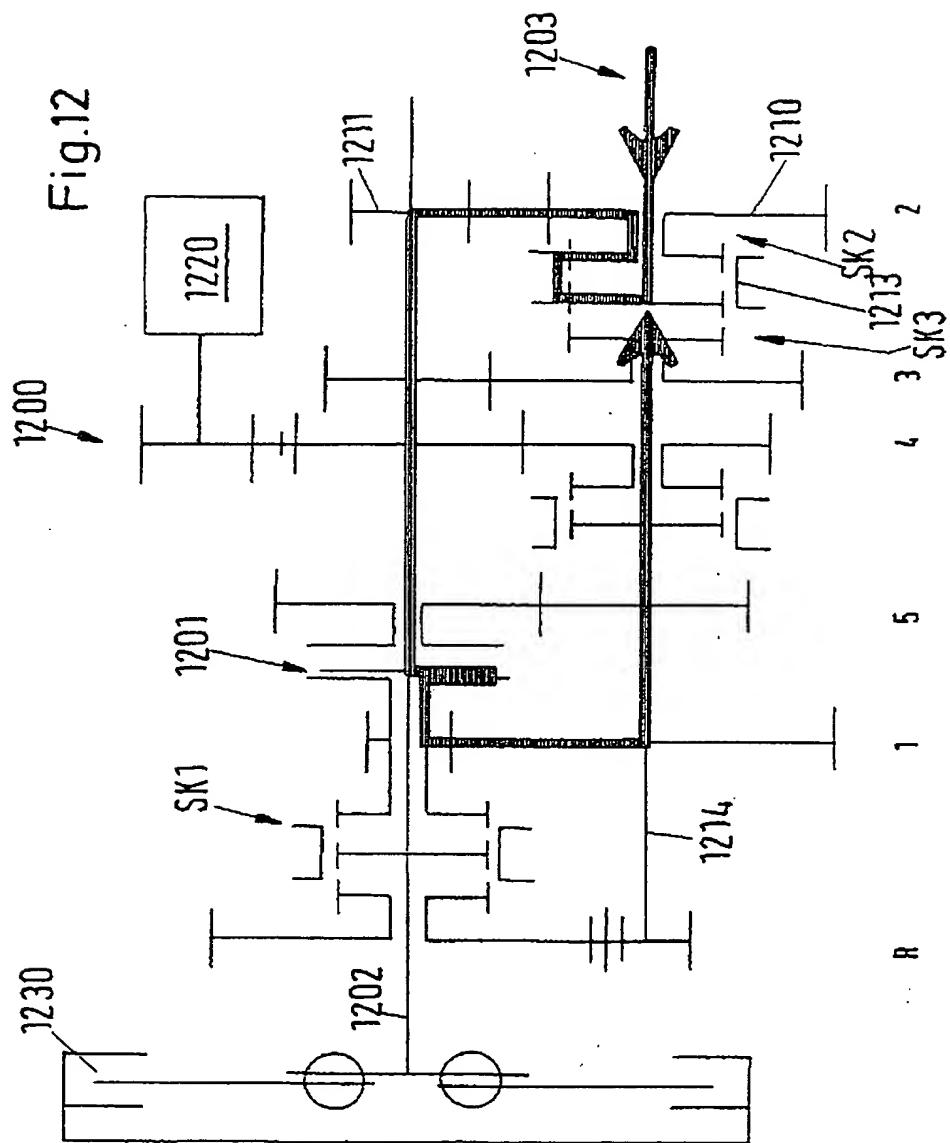
【図11c】

Fig.11c

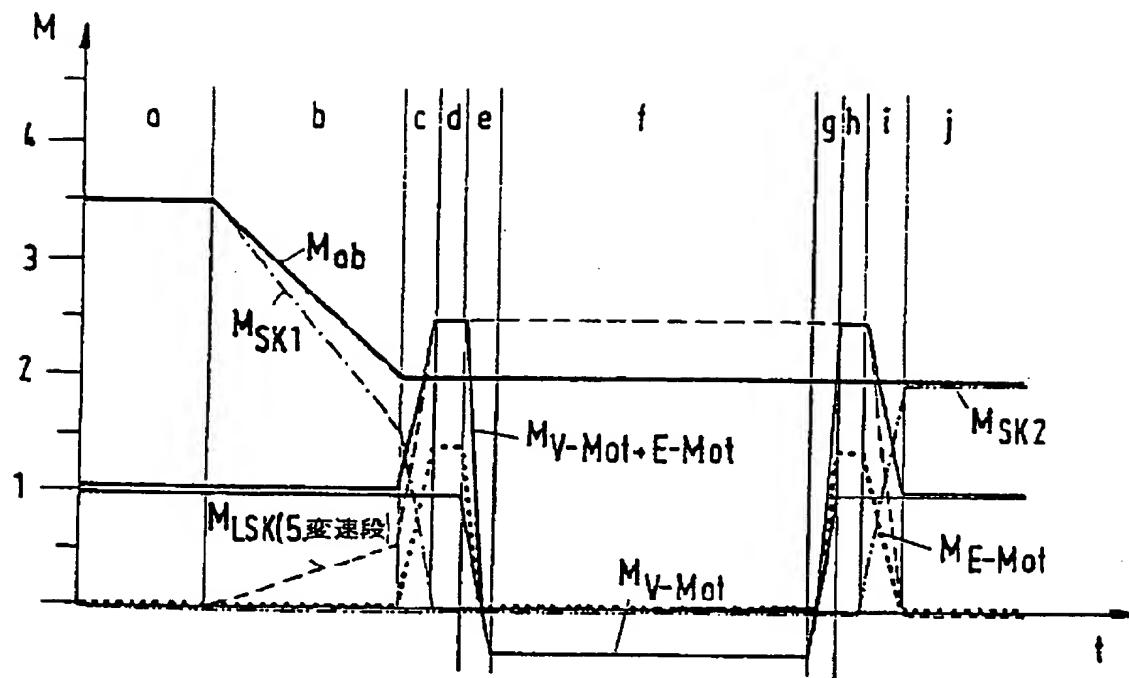


【図12】

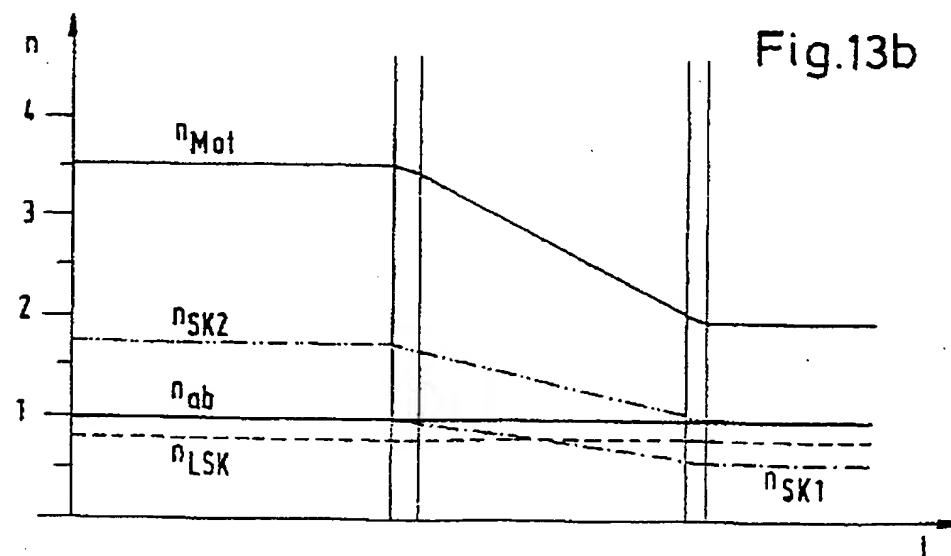
Fig.12



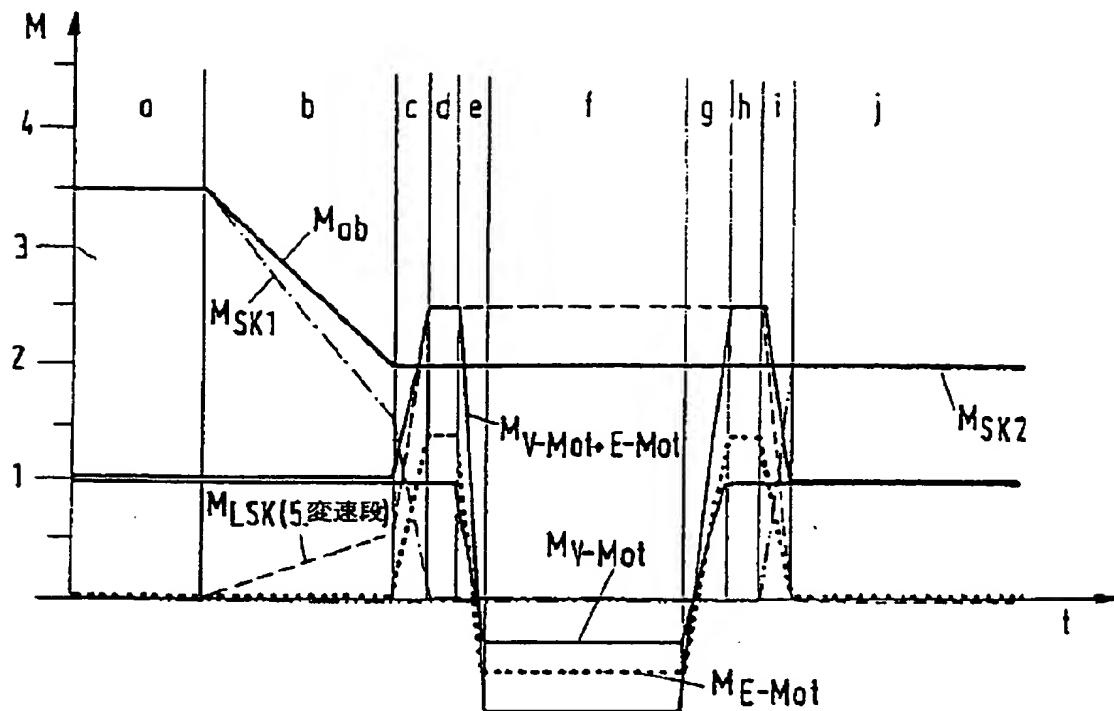
【図13a】



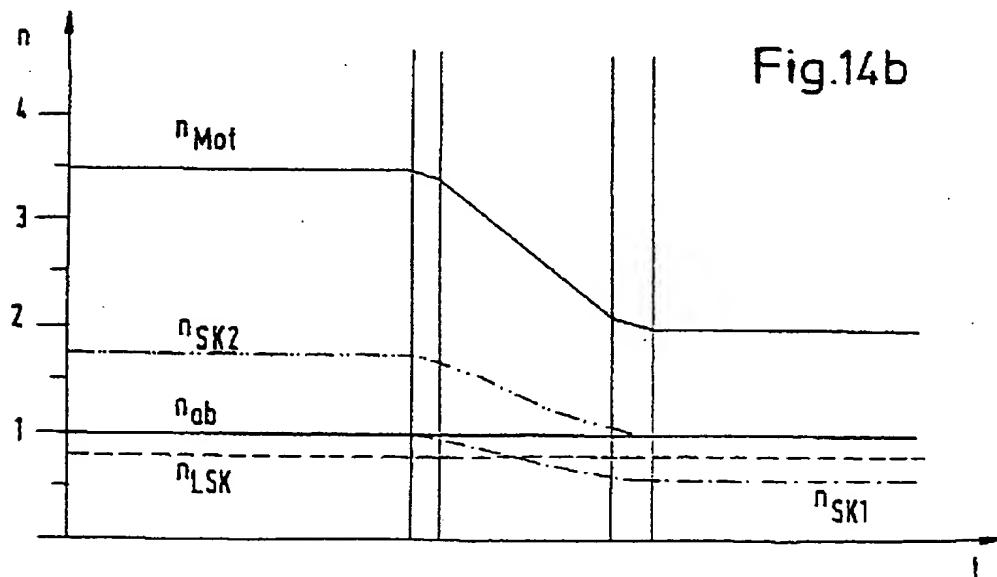
【図13b】



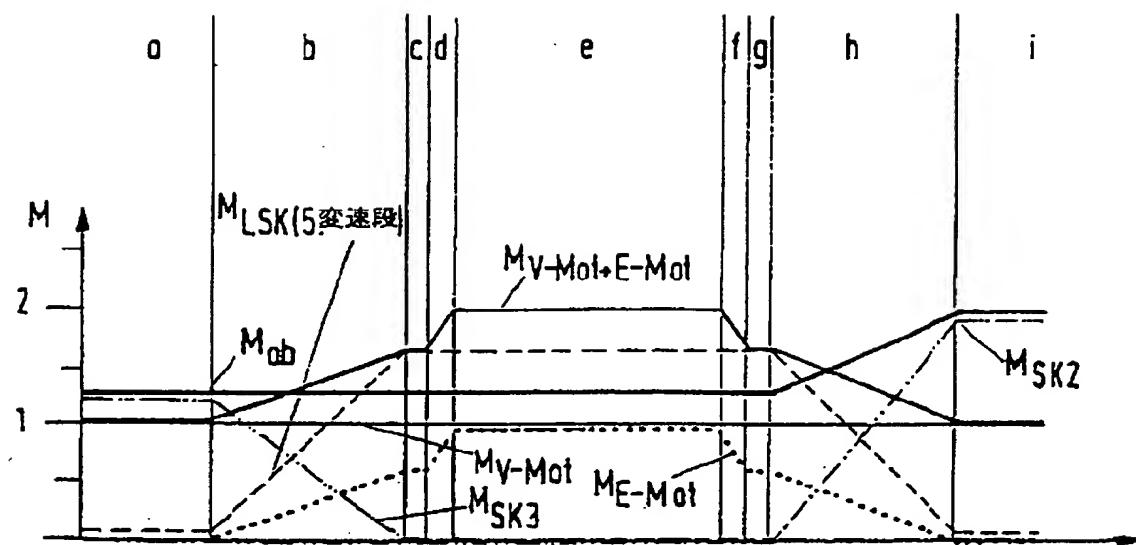
[図14a]



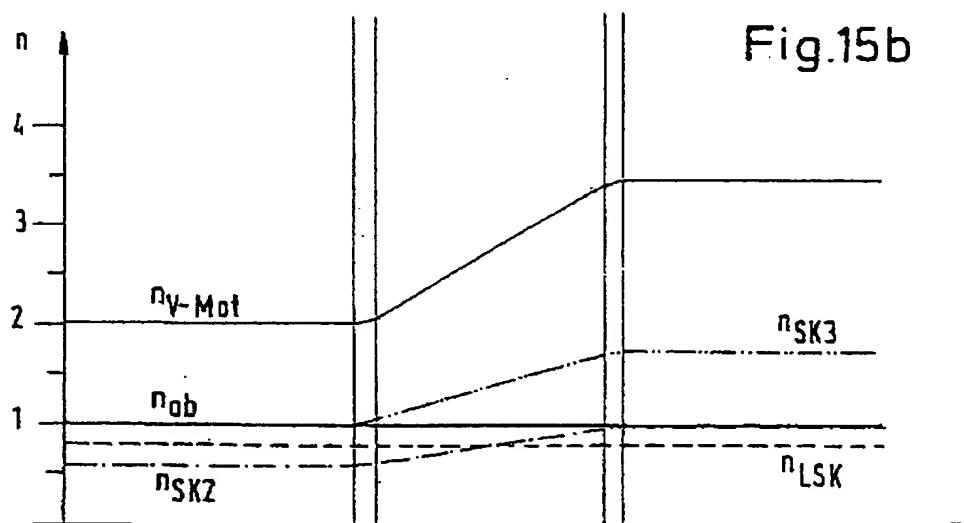
[図14b]



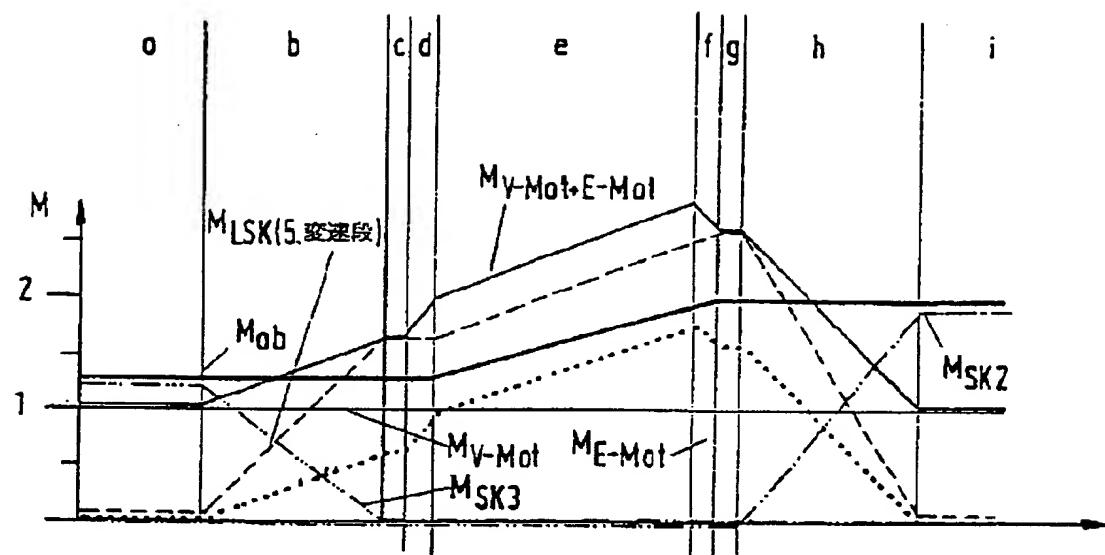
【図15a】



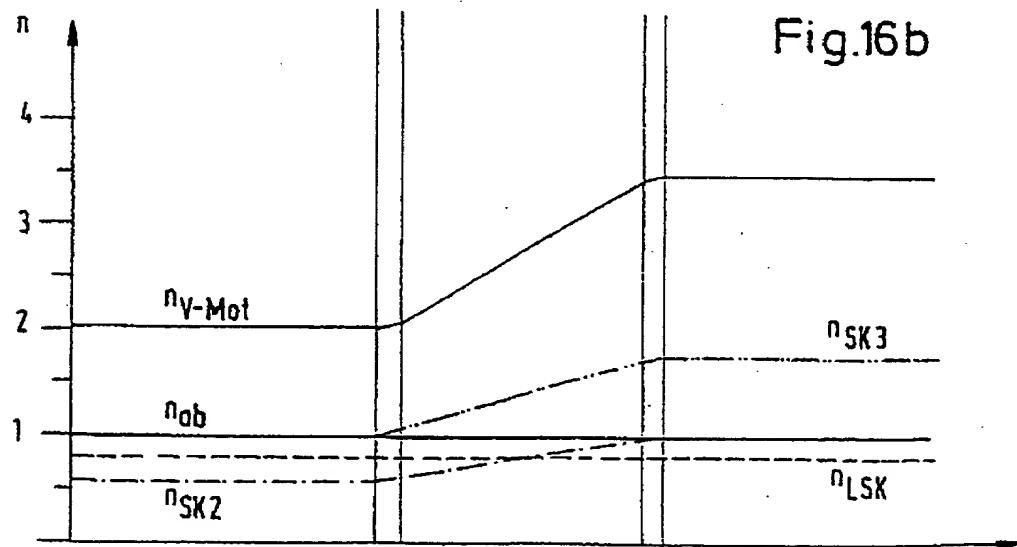
【図15b】



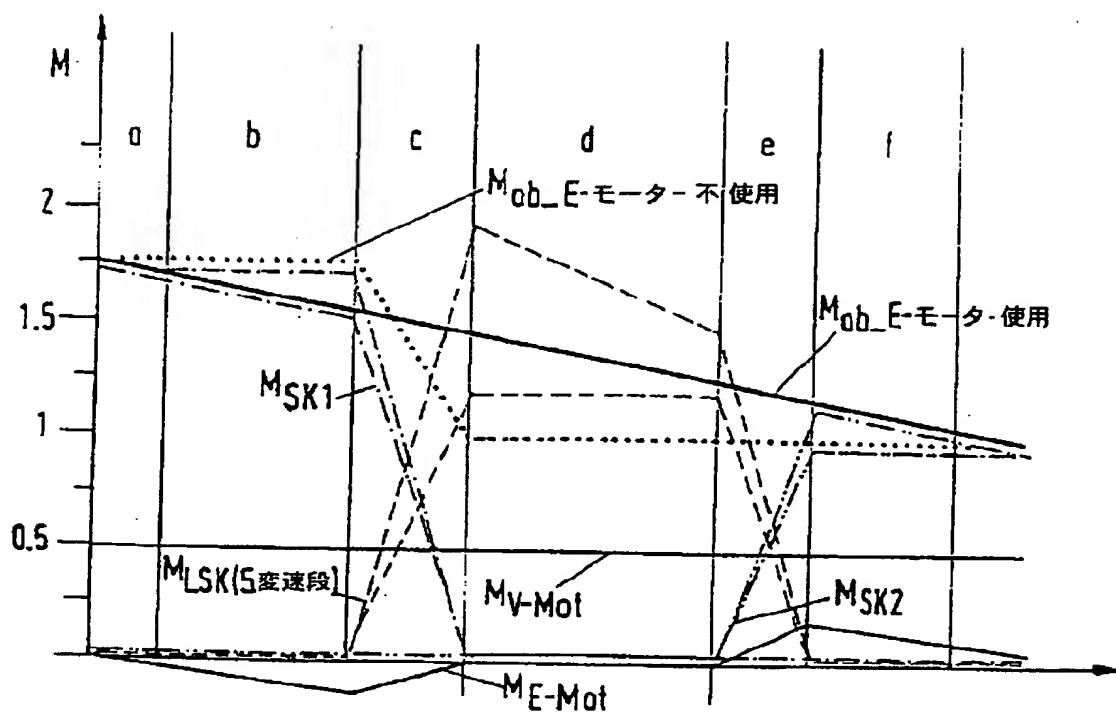
【図16a】



【図16b】



【図17a】



【図17b】

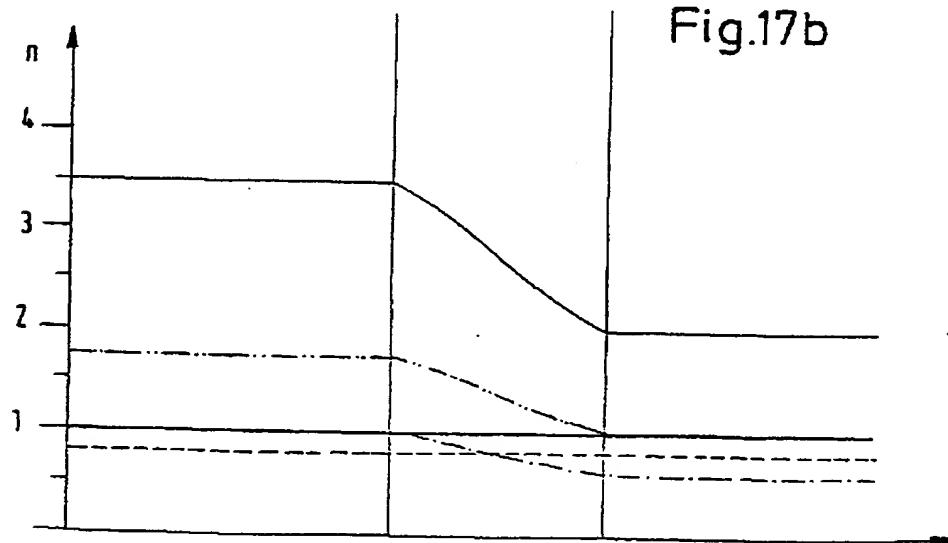
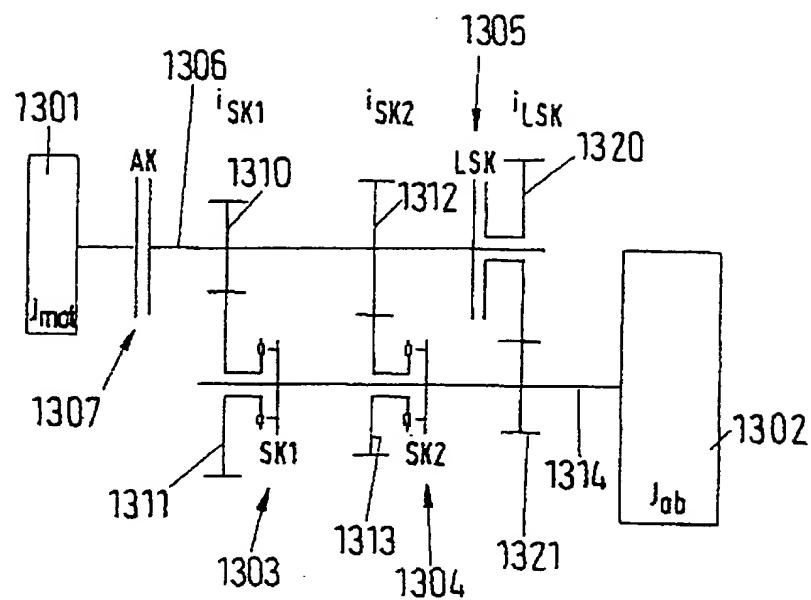


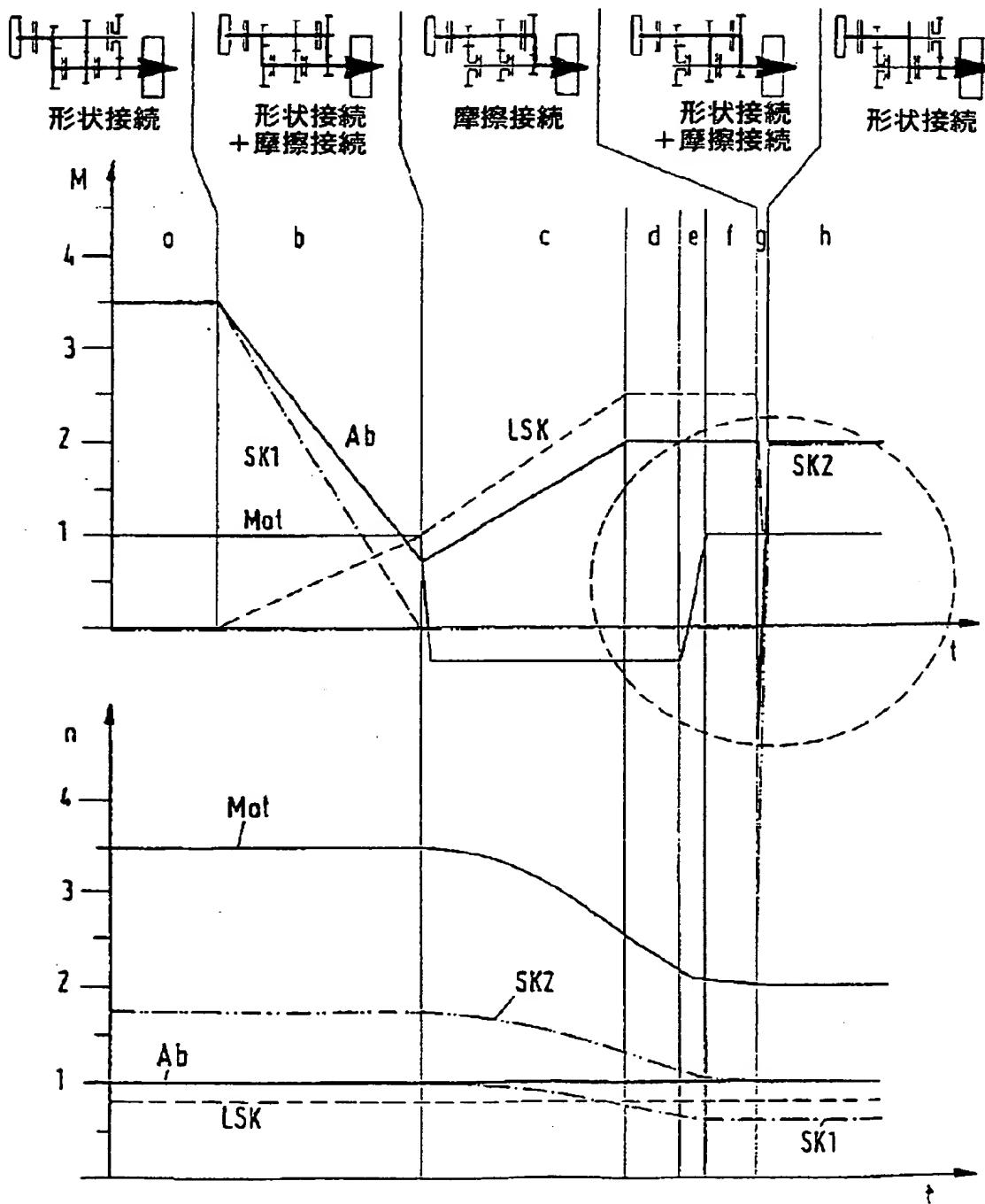
Fig.17b

【図18】

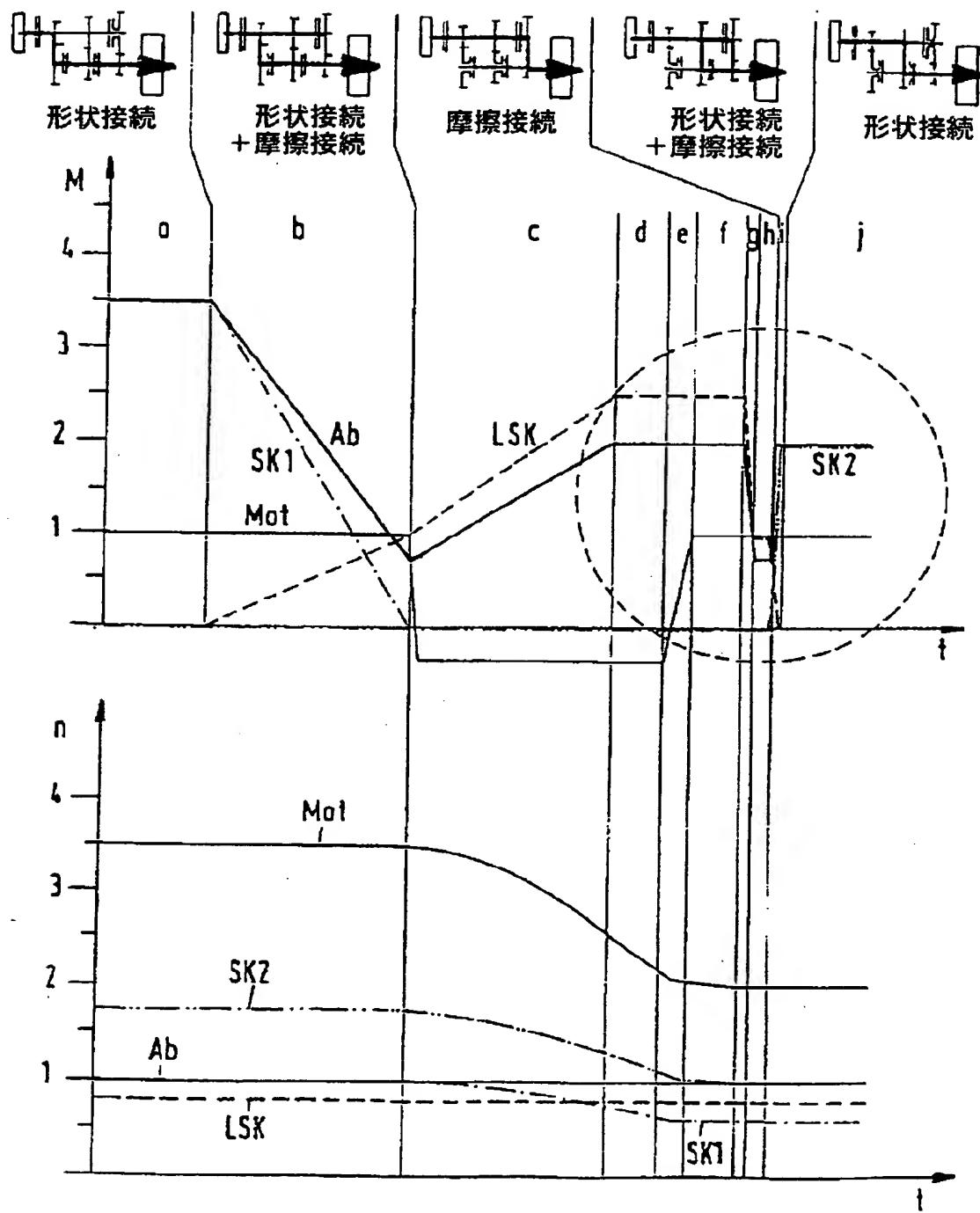
Fig.18



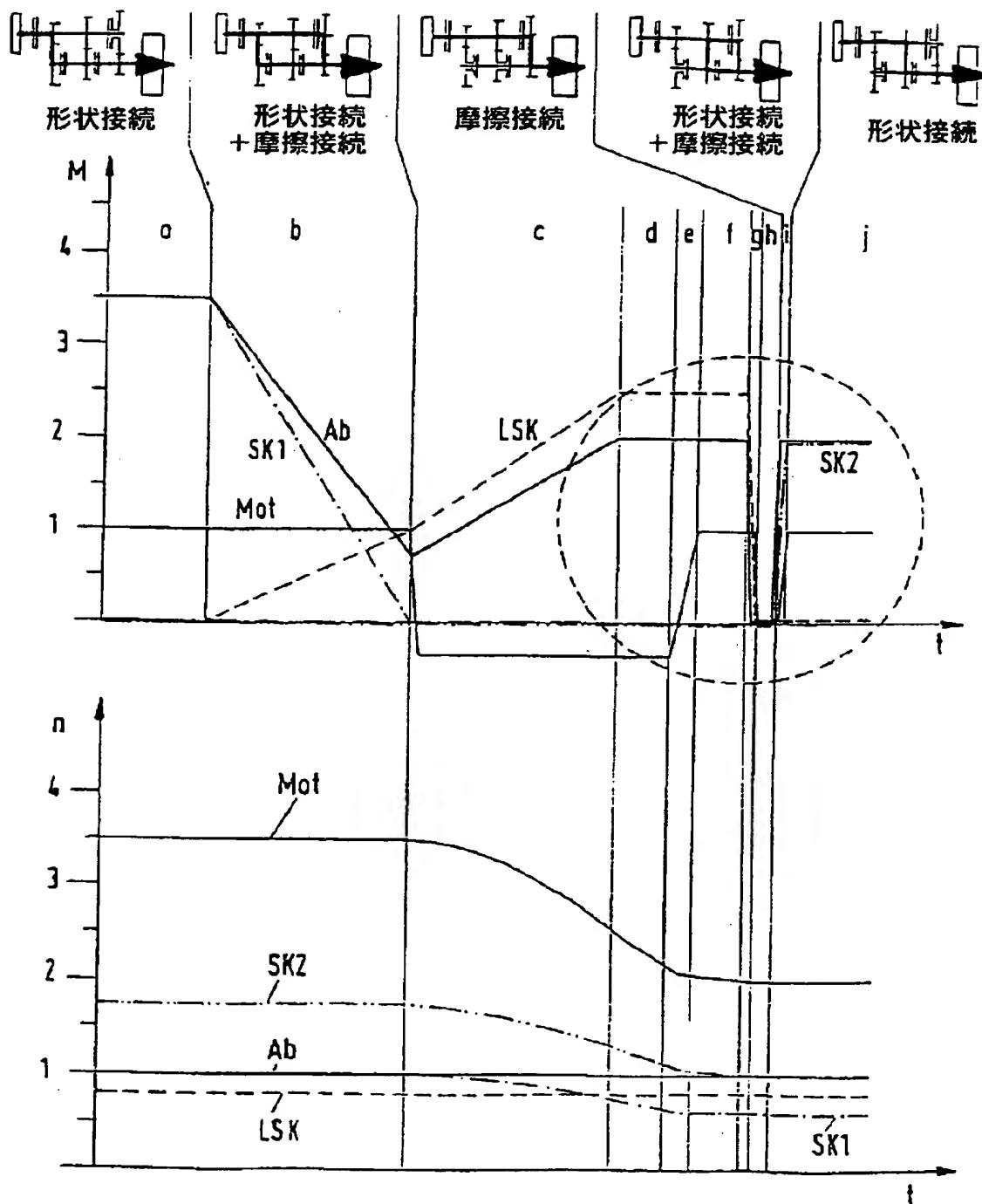
【図19】



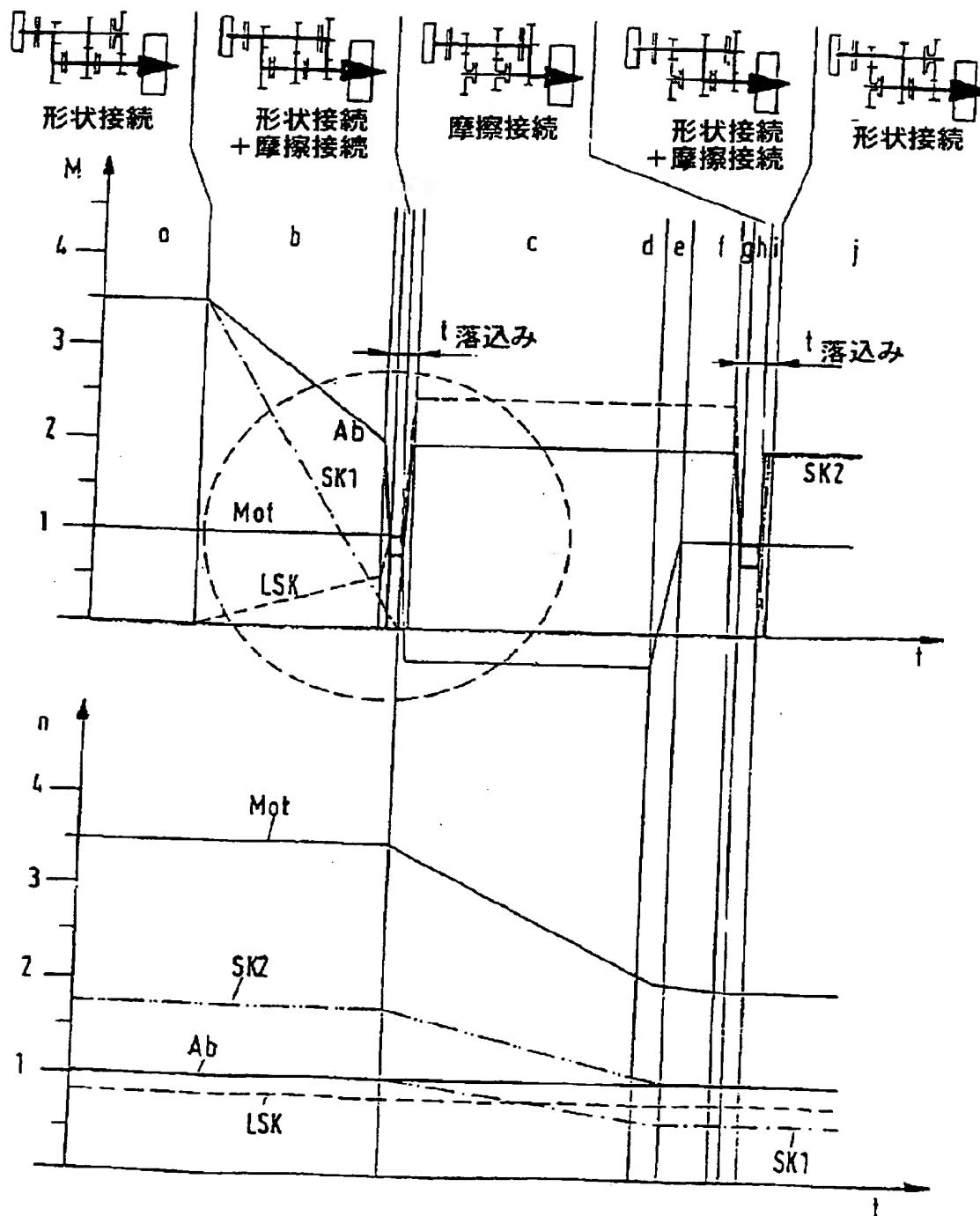
【図20】



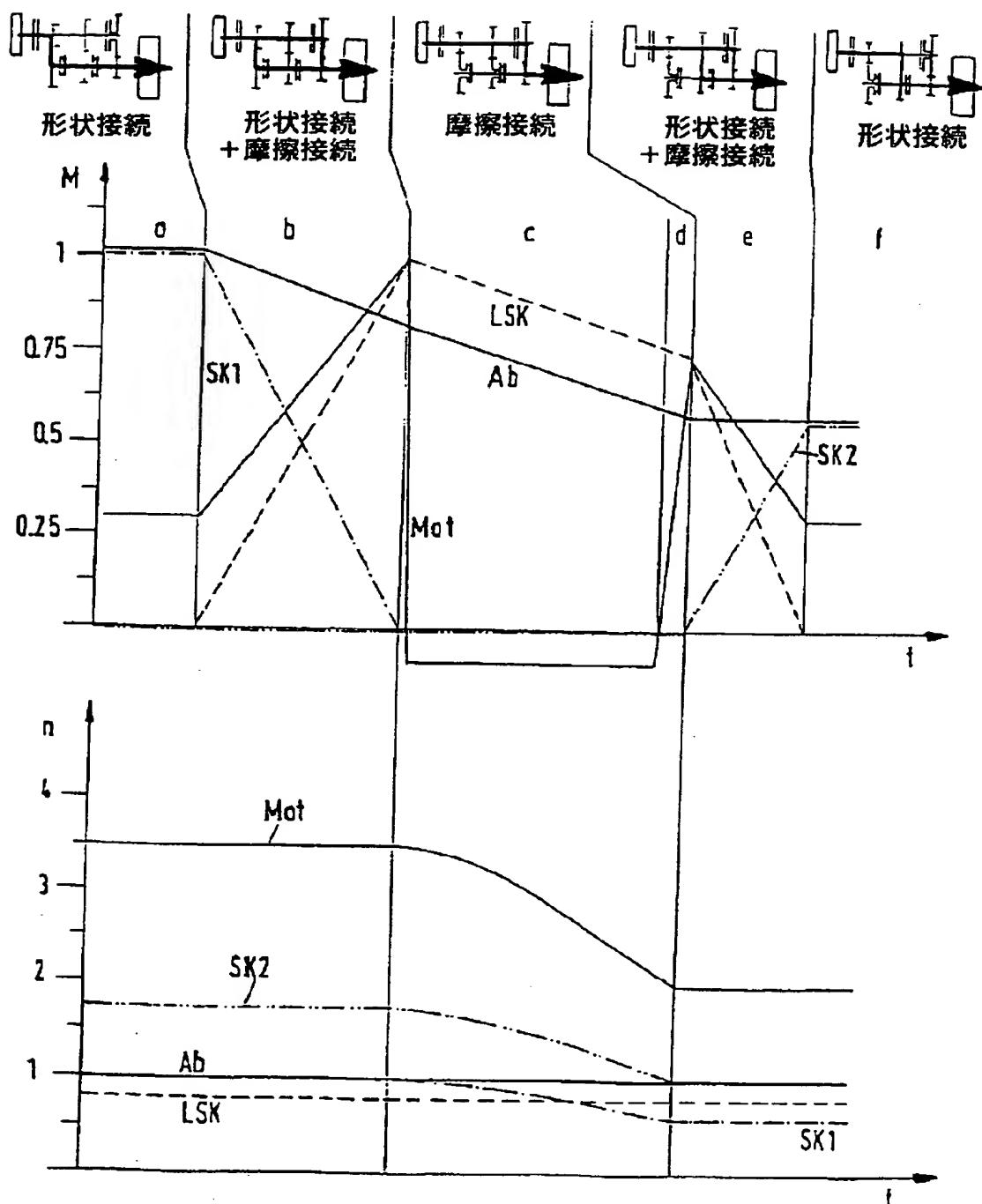
【図21】



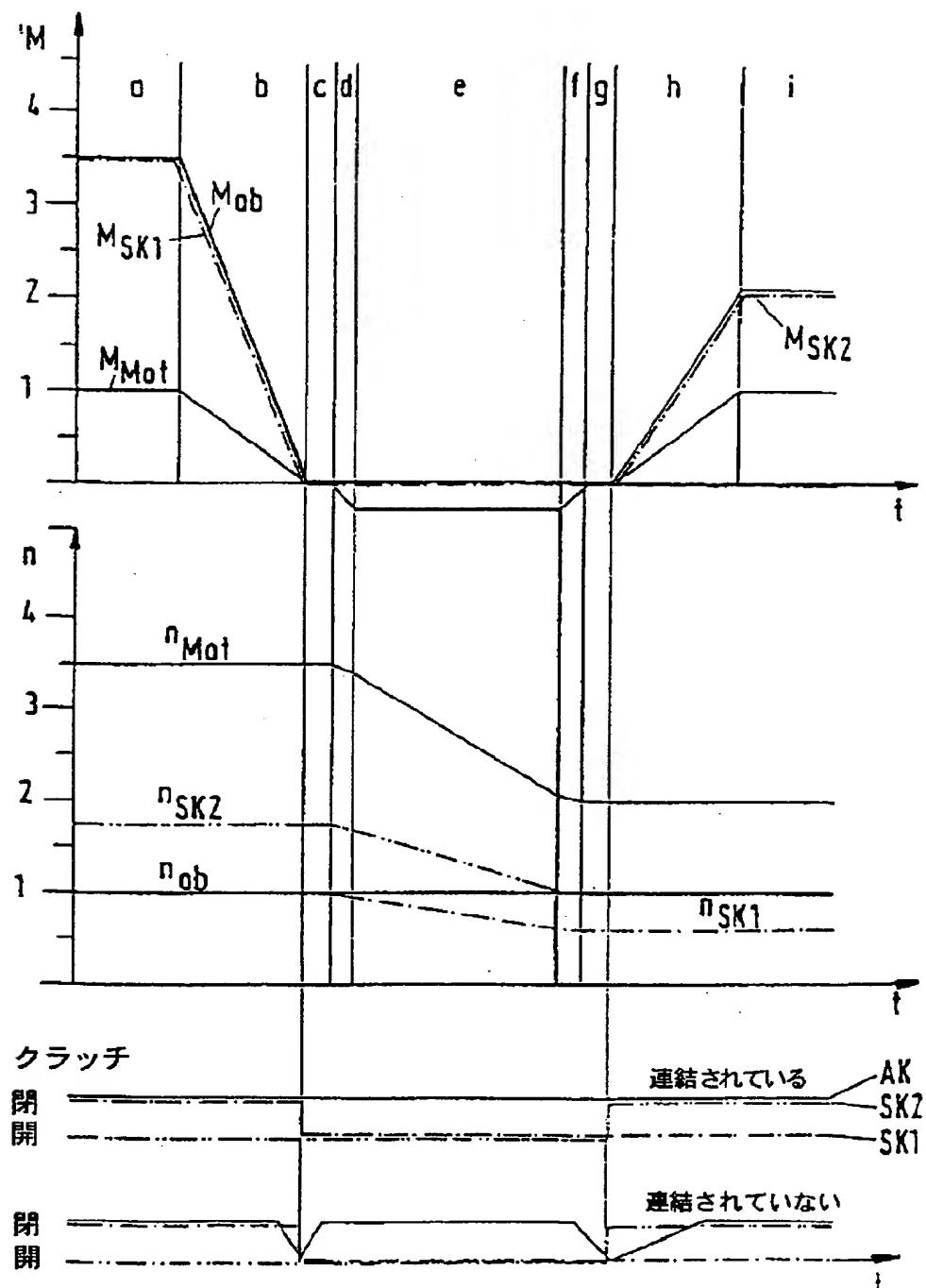
【図22】



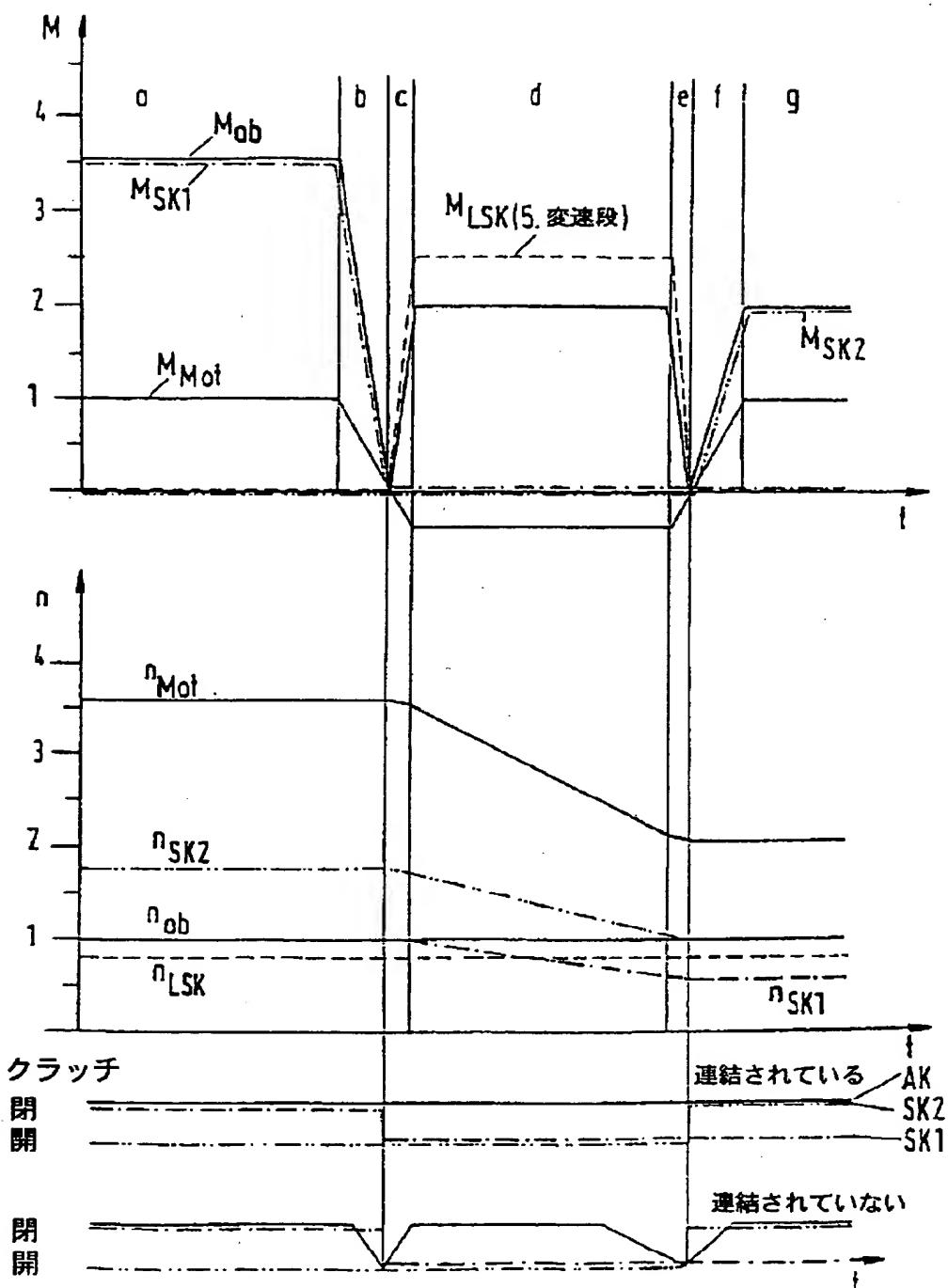
【図23】



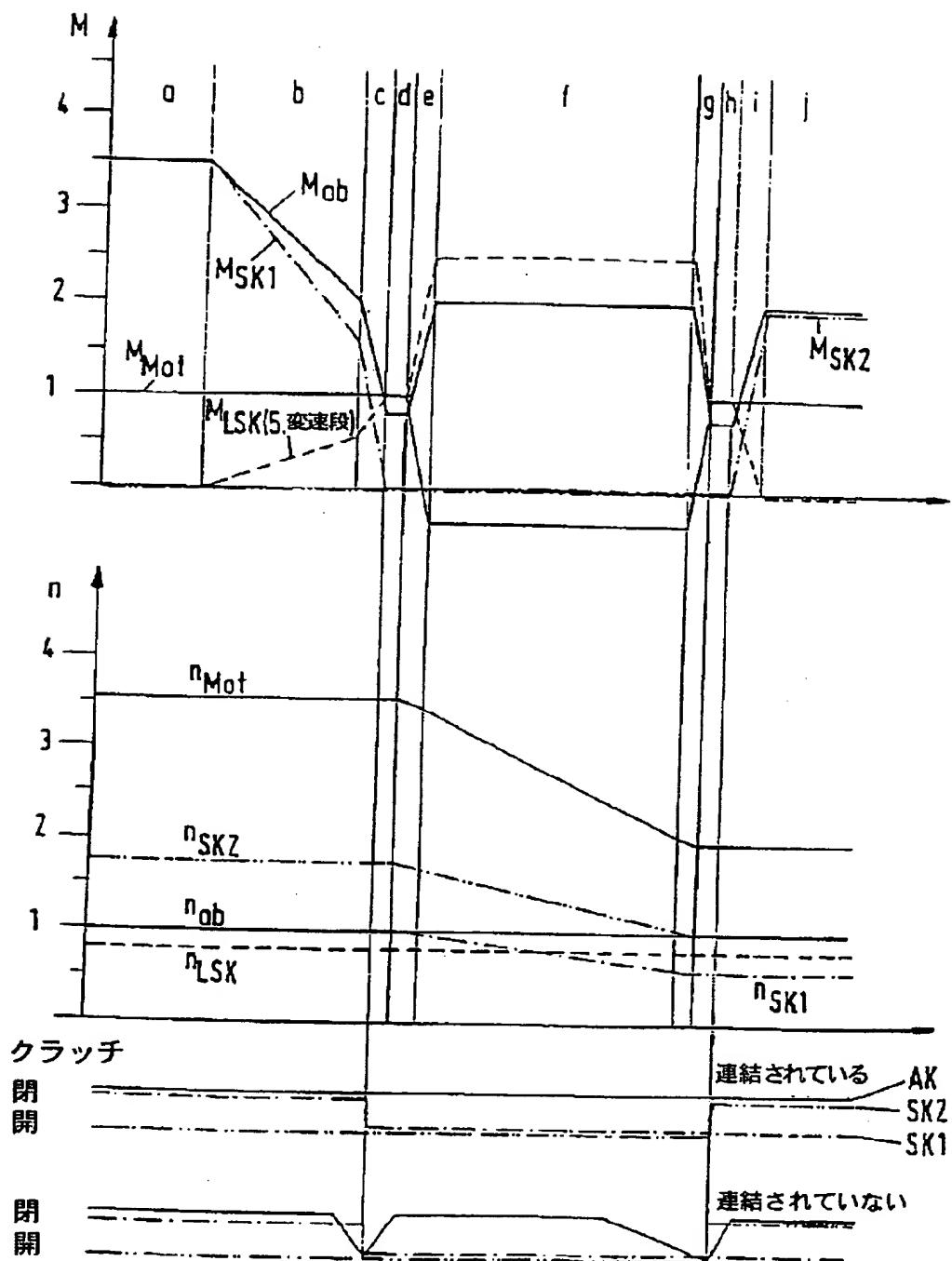
【図24】



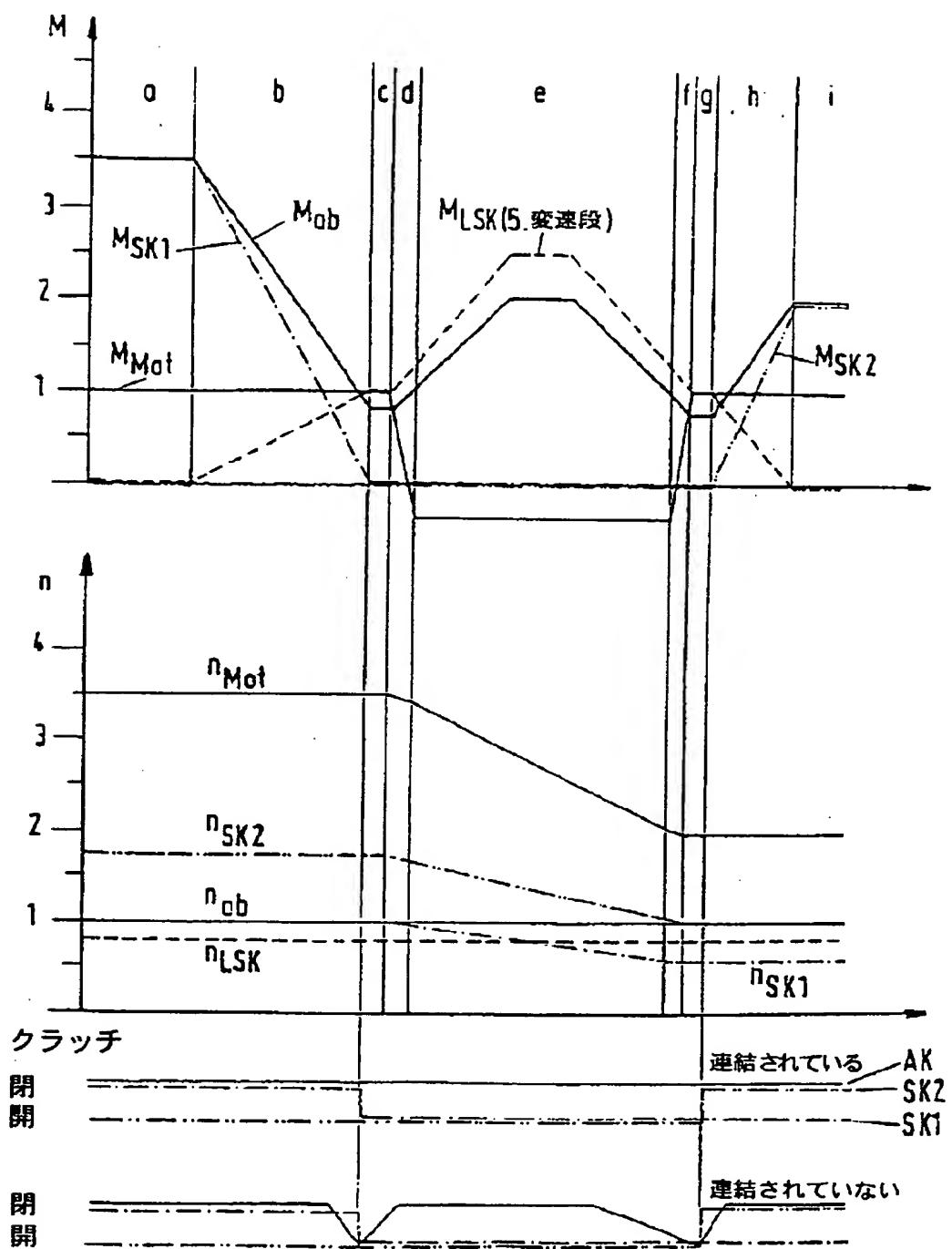
【図25】



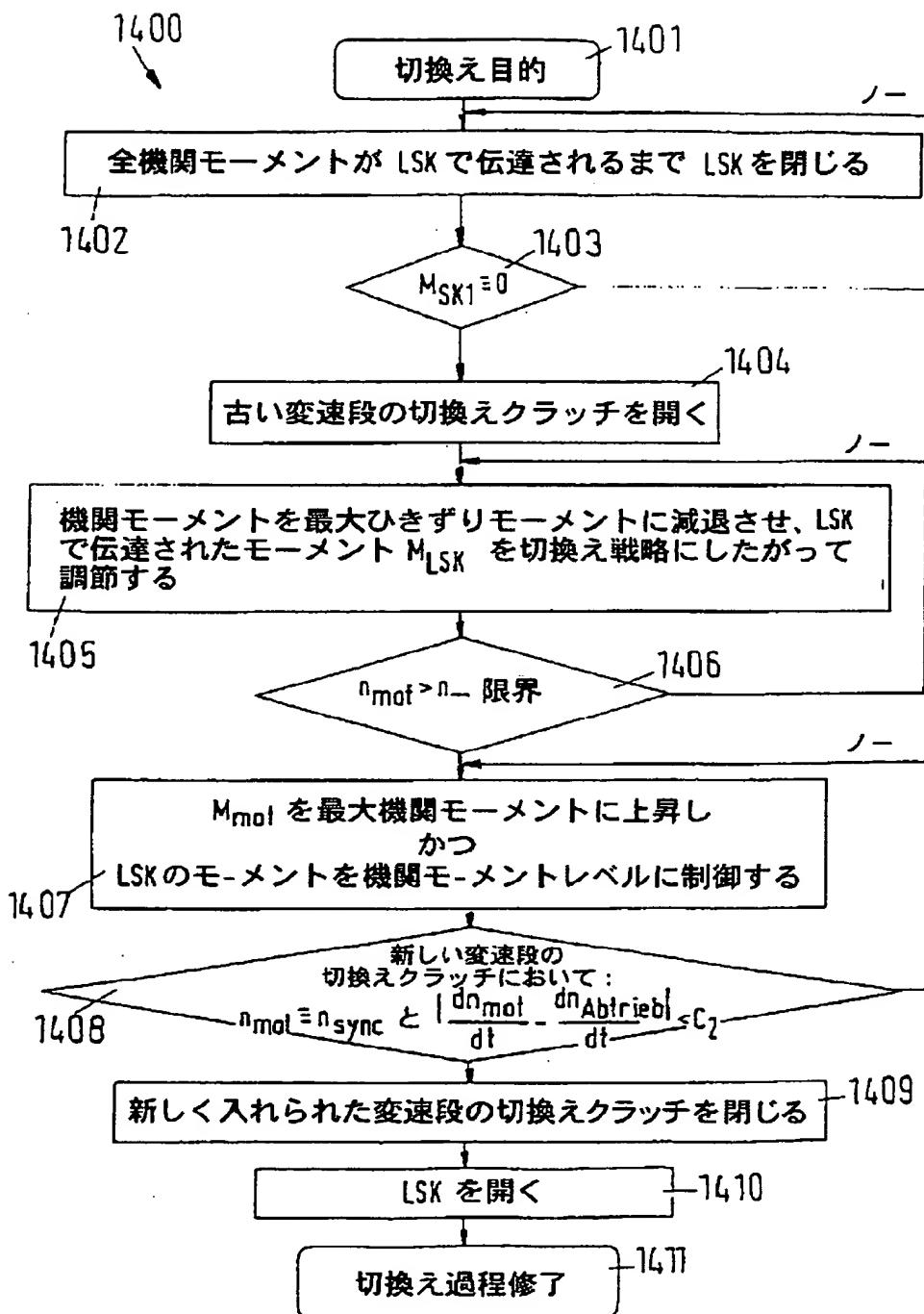
【図26】



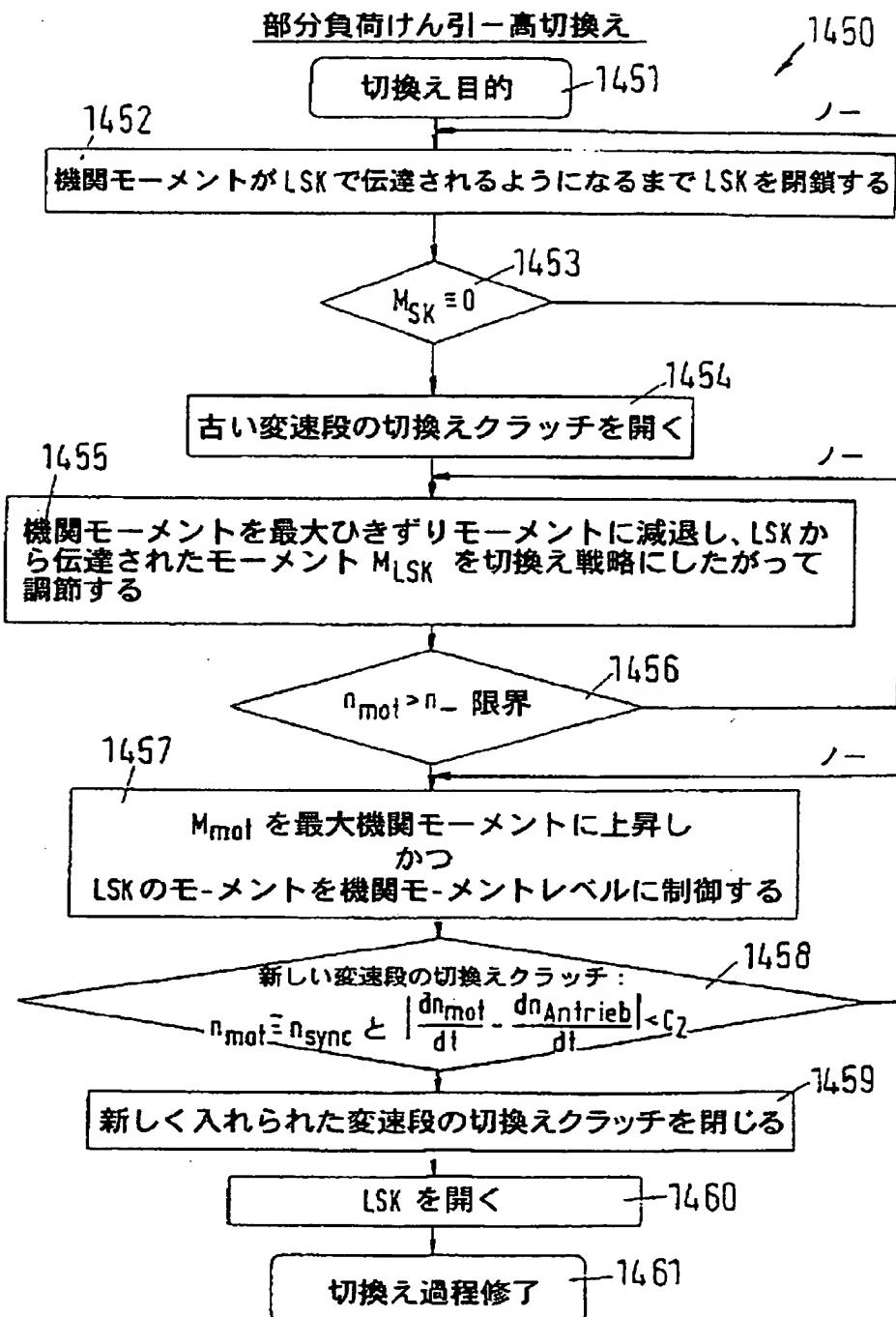
【図27】



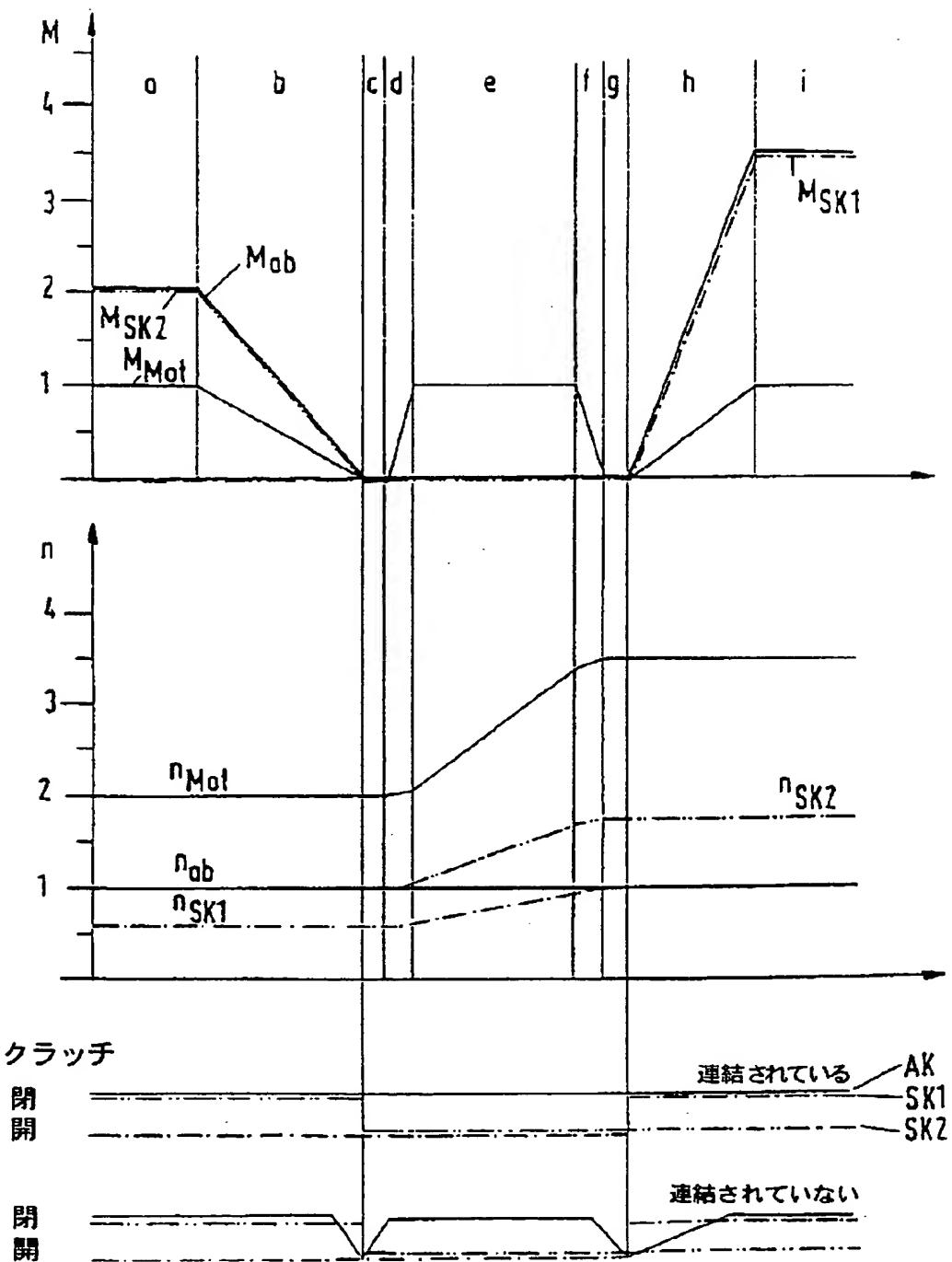
【図28】



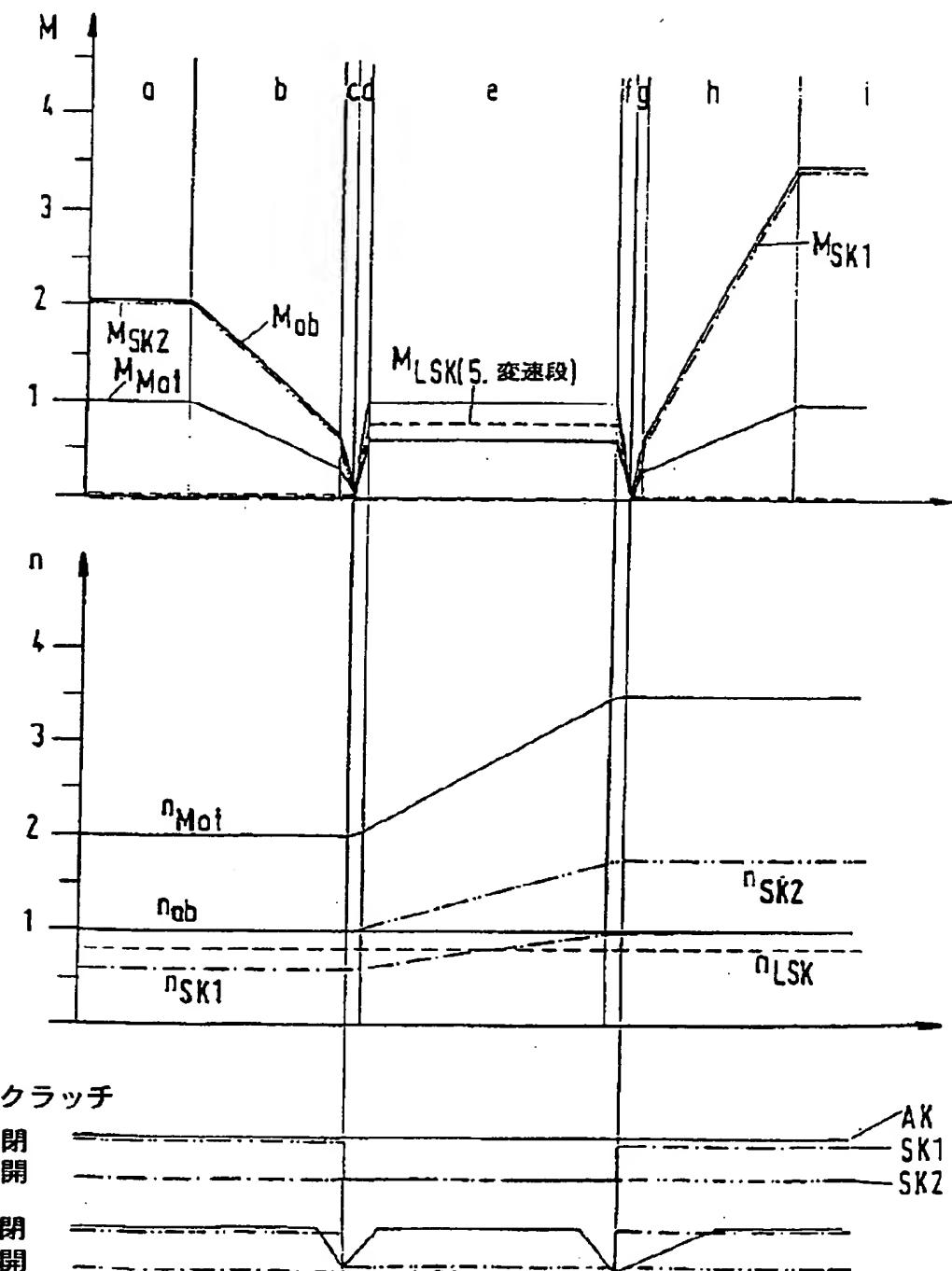
【図29】



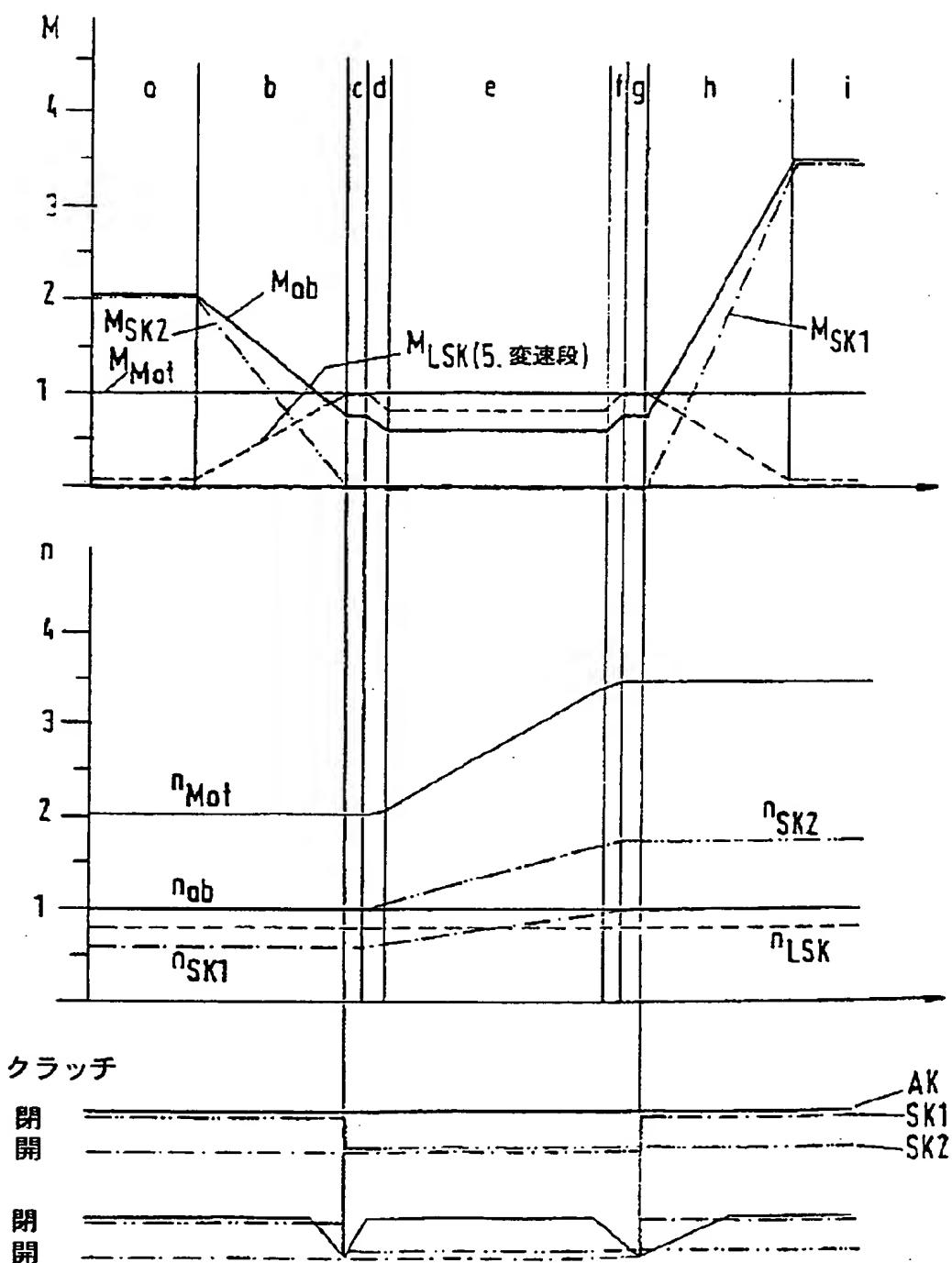
【図30】



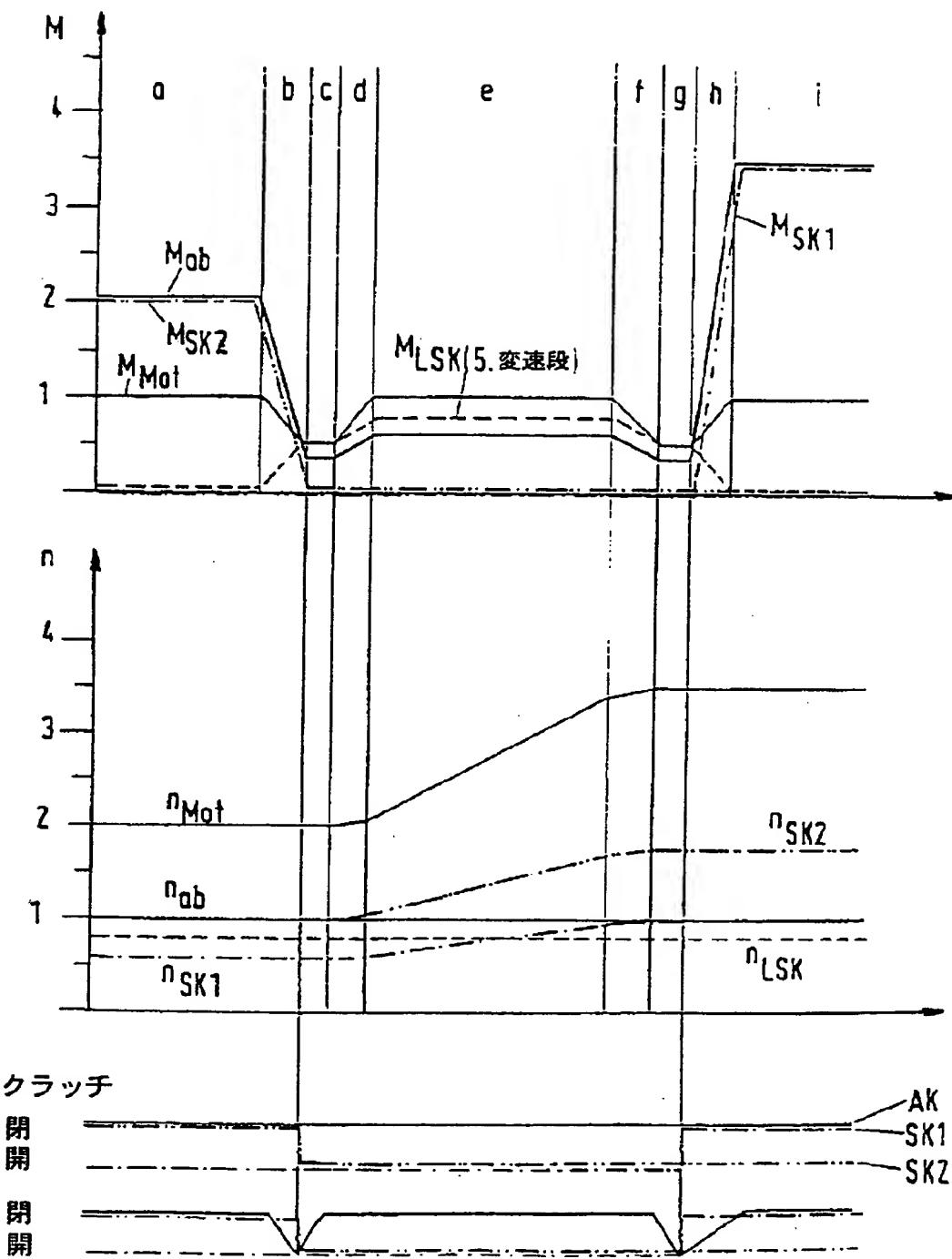
【図31】



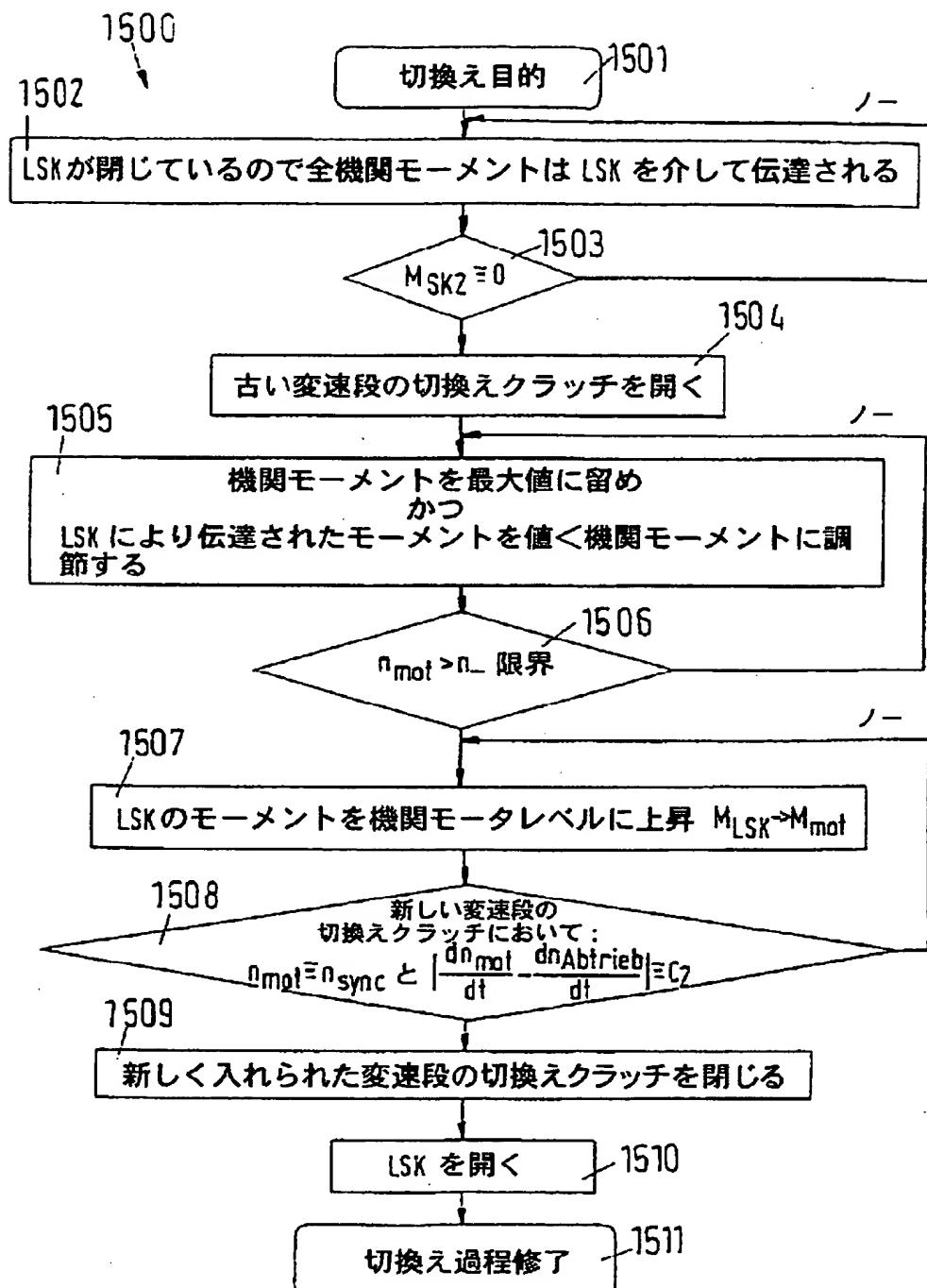
【図32】



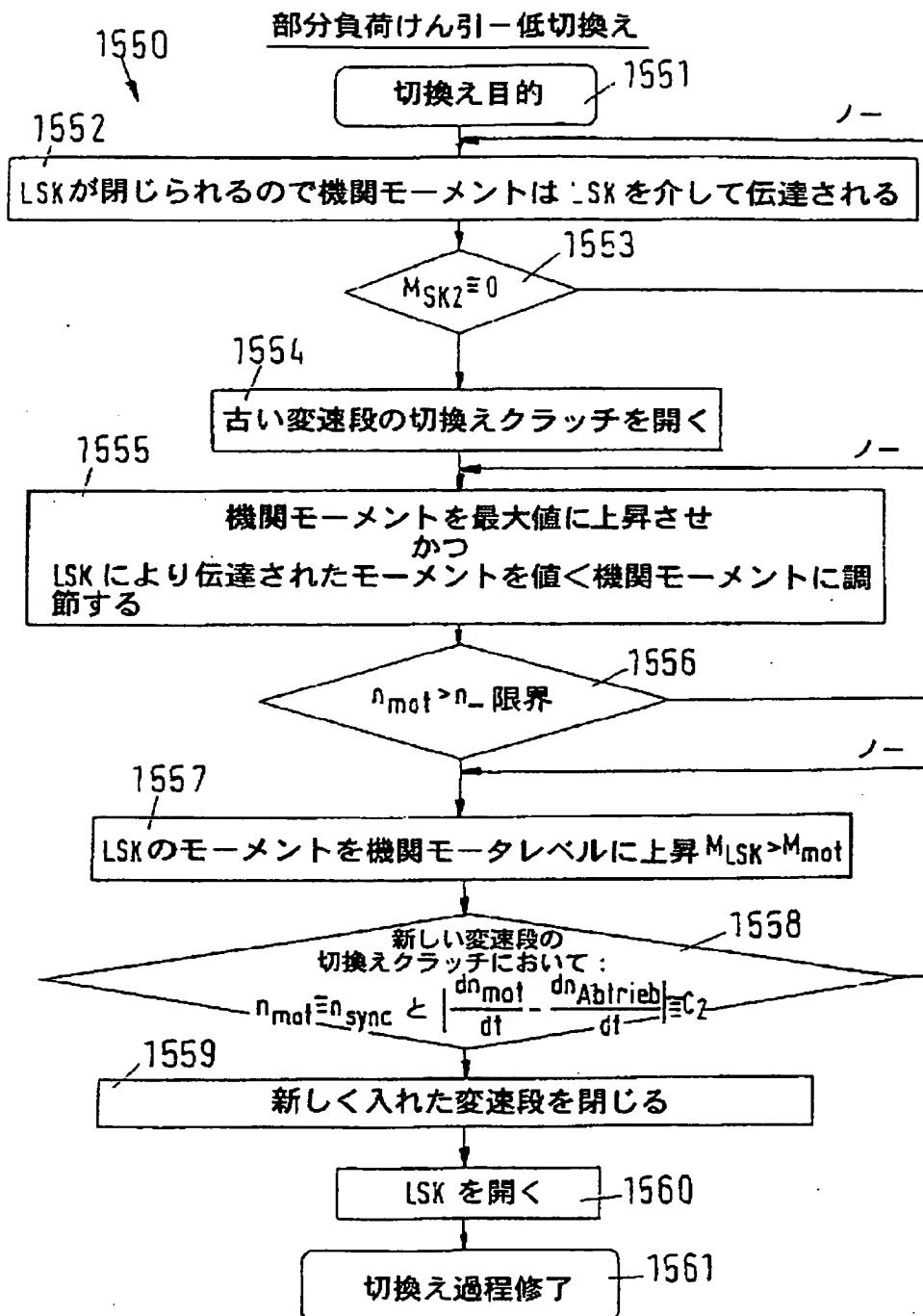
【図33】



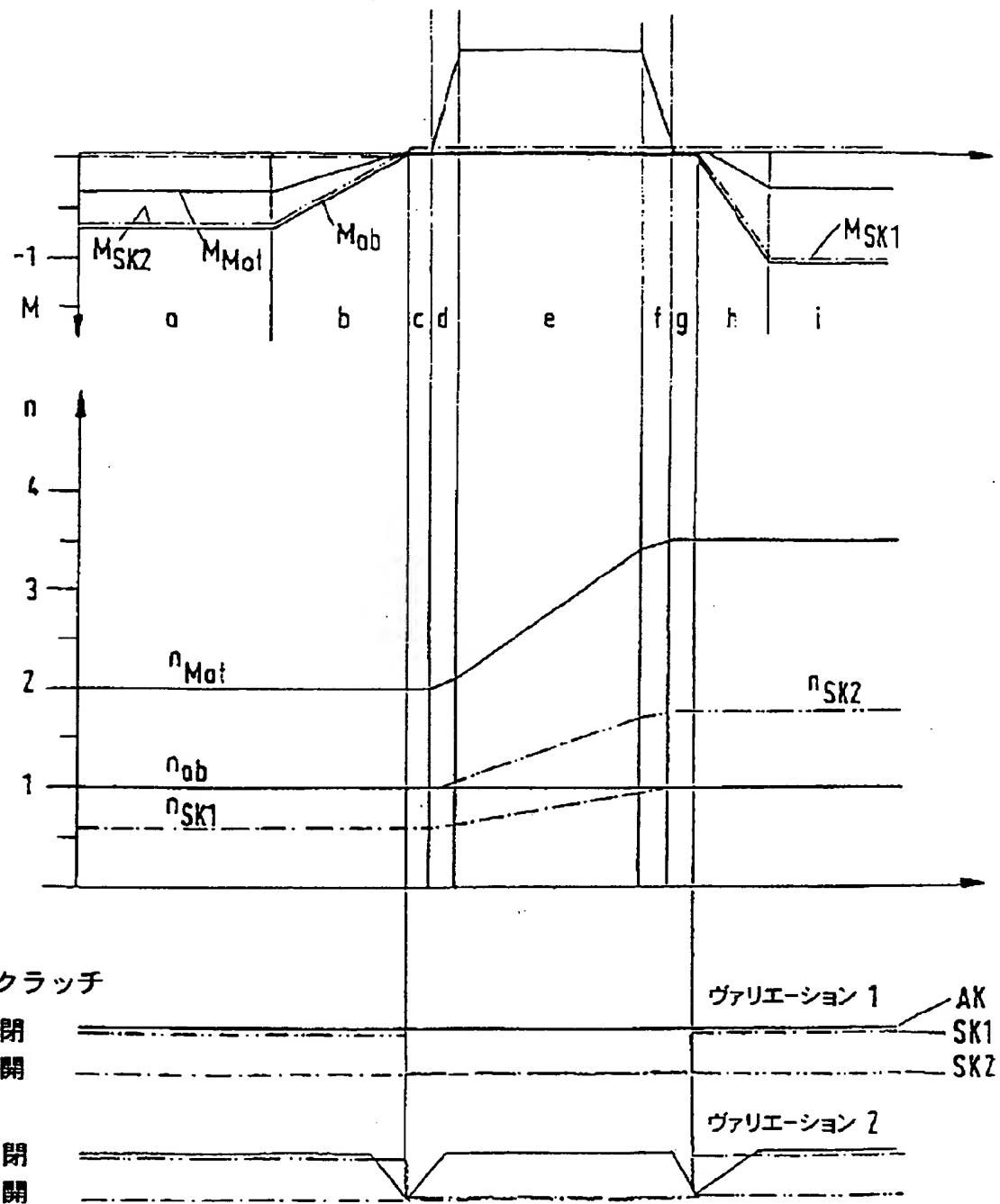
【四三】



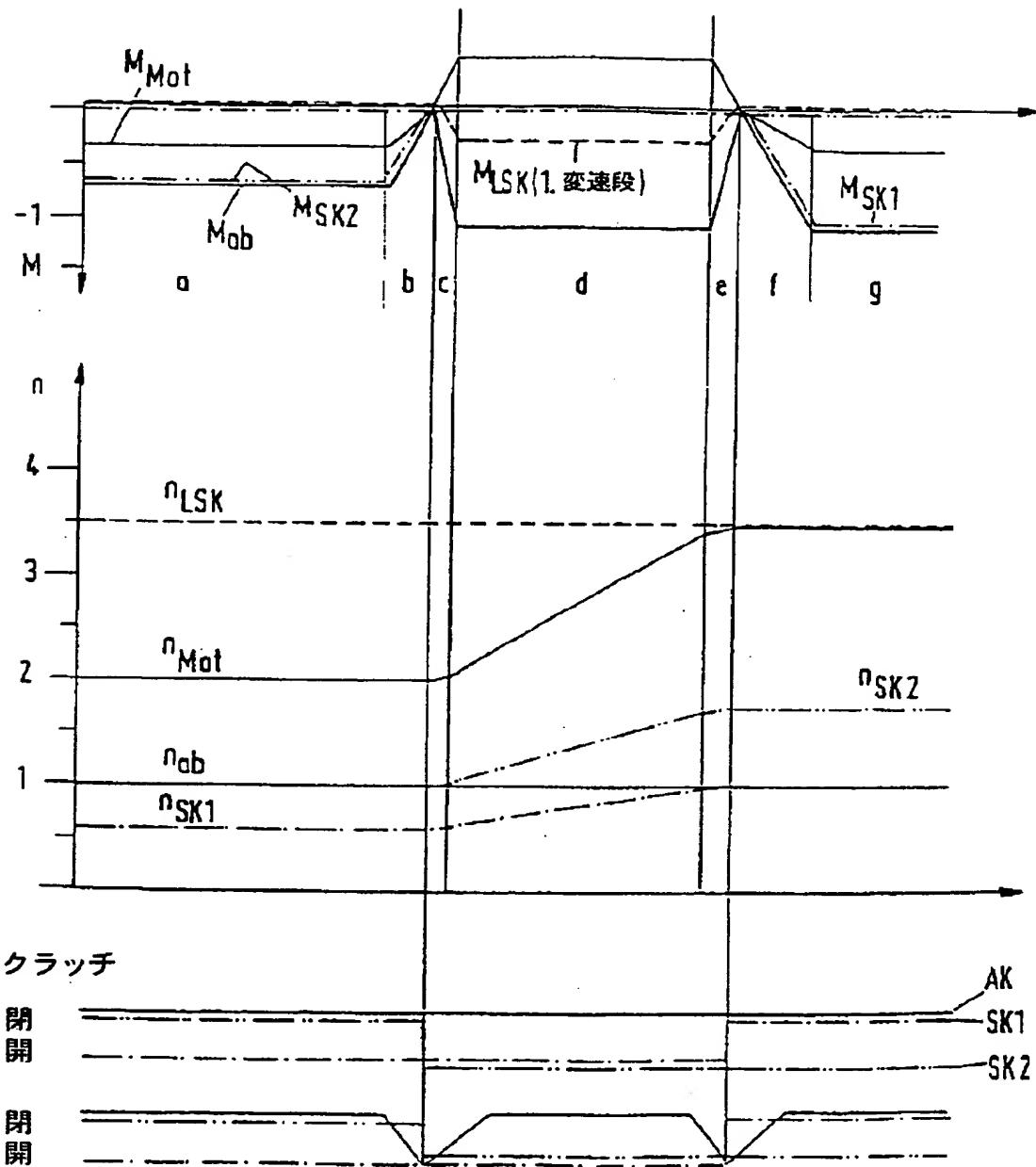
【図35】



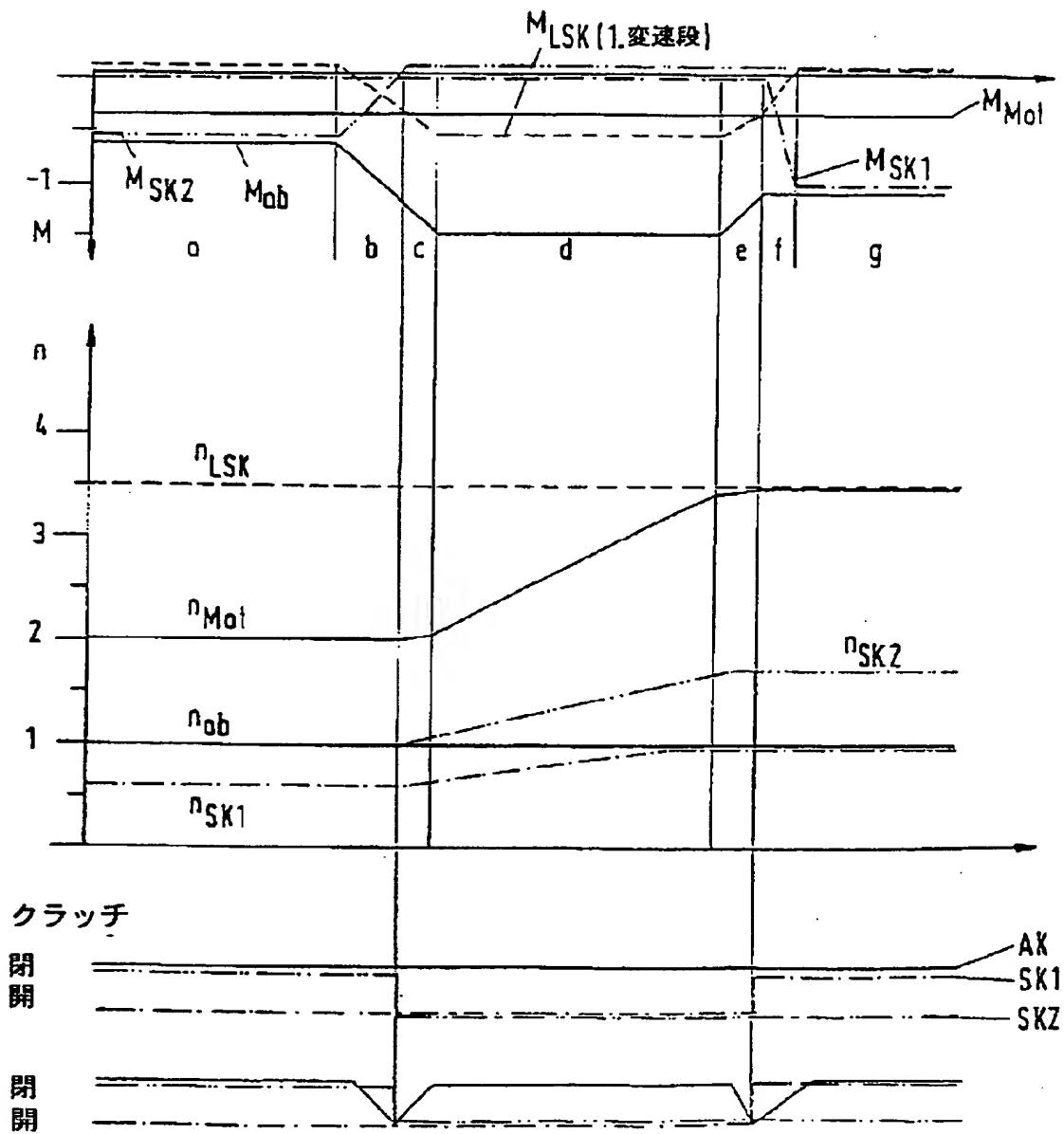
【図36】



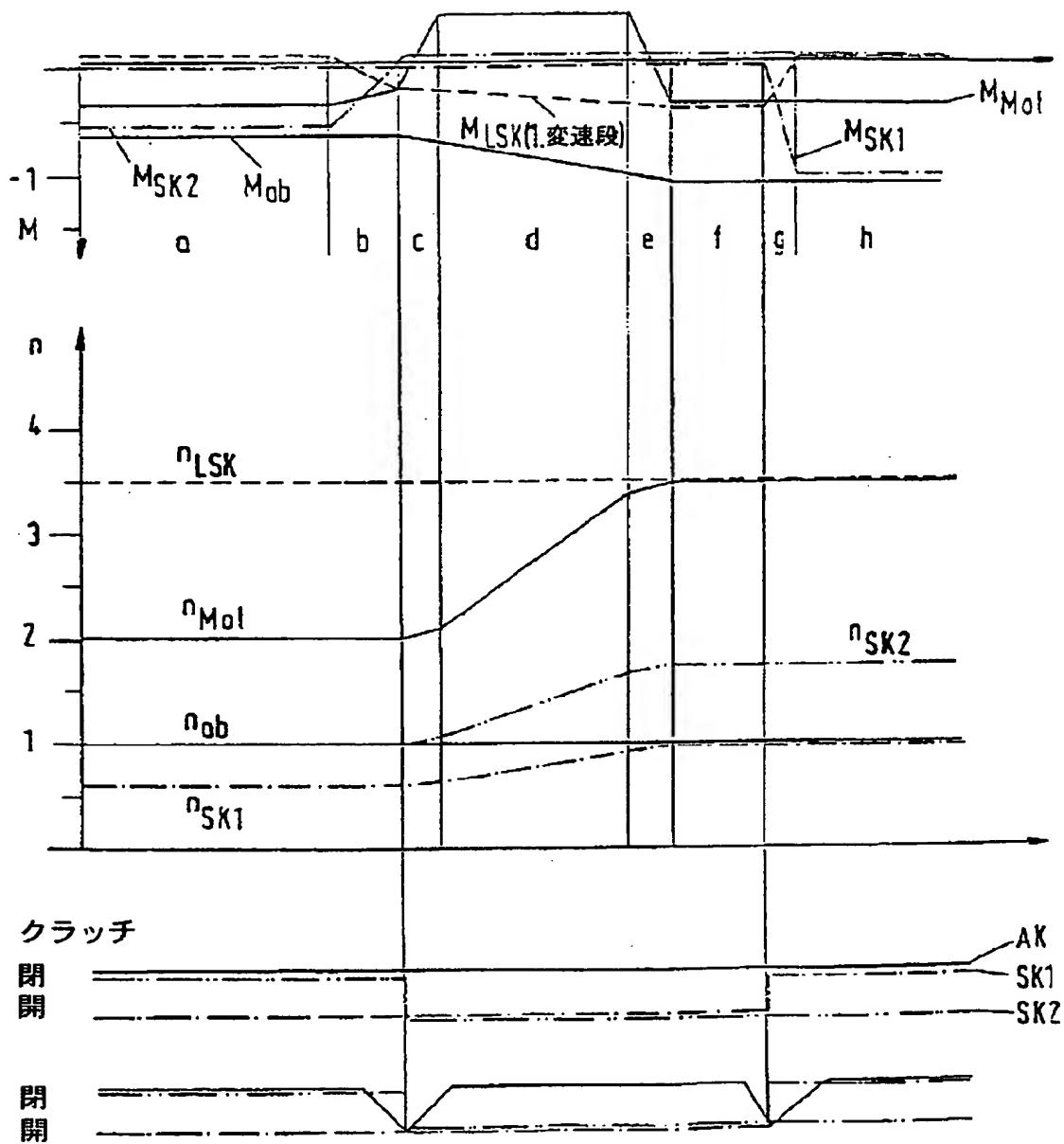
【図37】



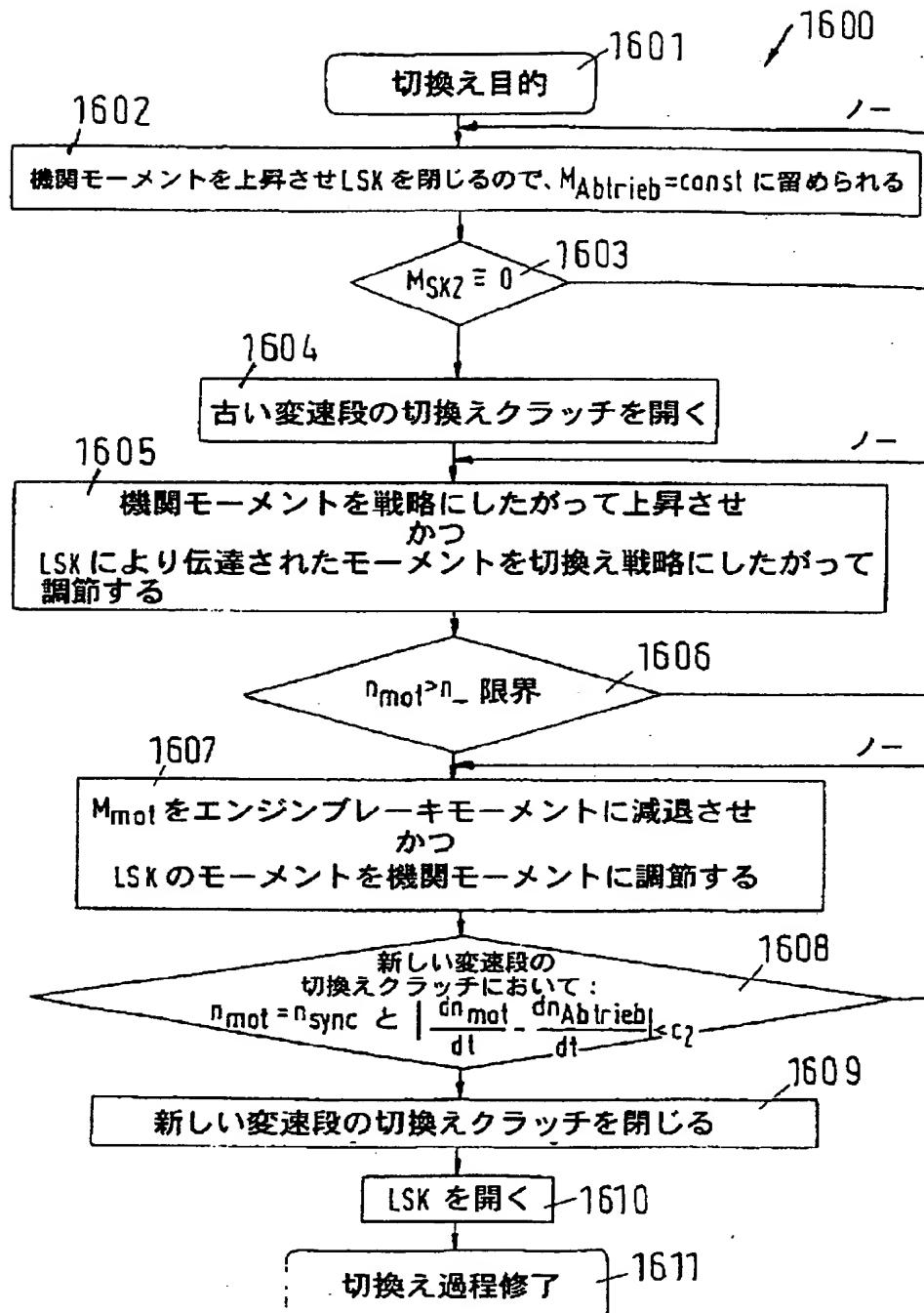
【図38】



【図39】



【図40】

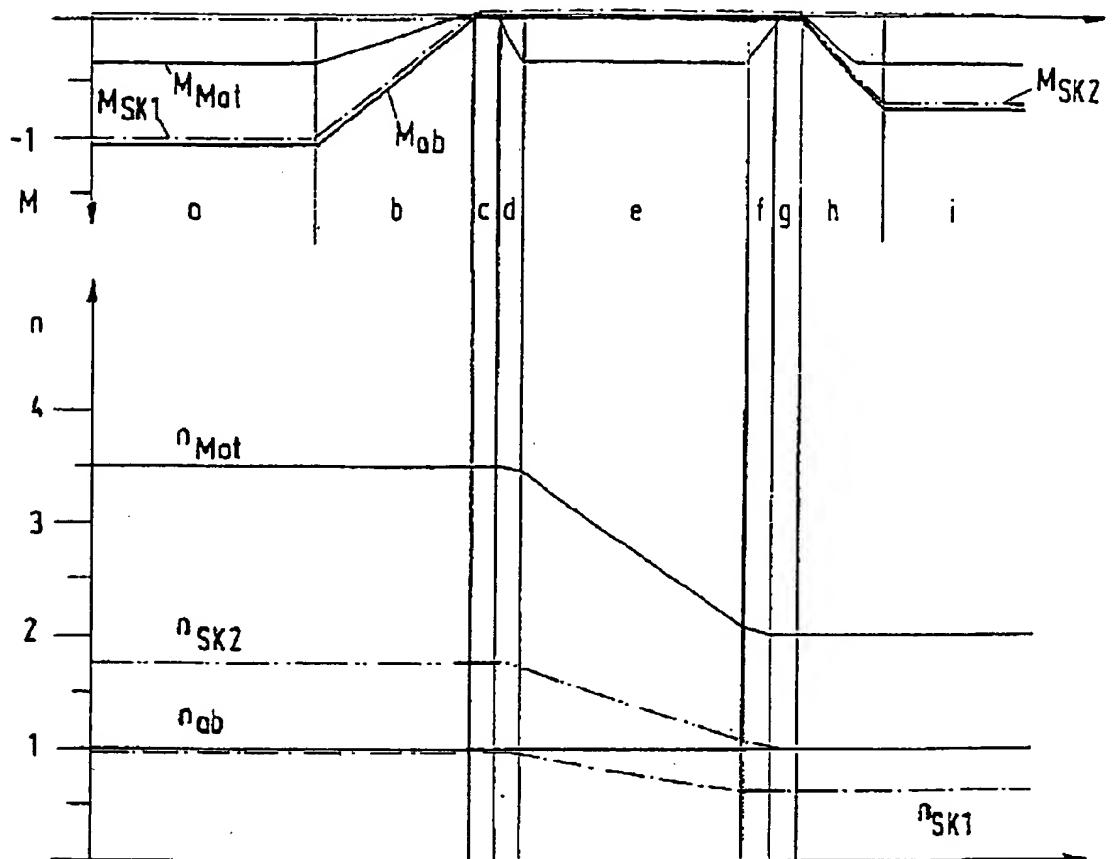


3/15/11-4

(149)

特表 2001-526999

【図41】



クラッチ

閉

開

閉

開

バリエーション1

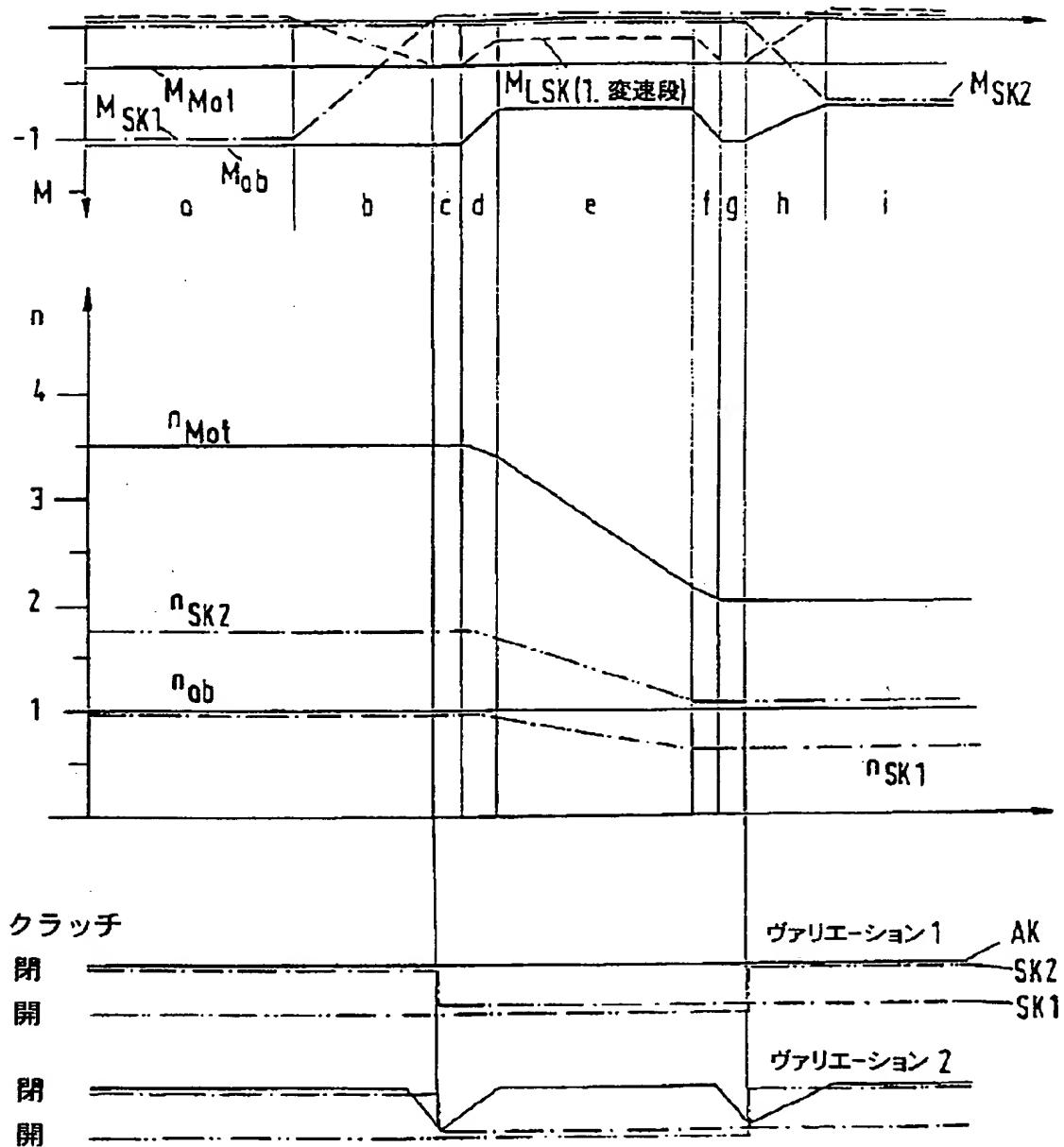
AK

SK2

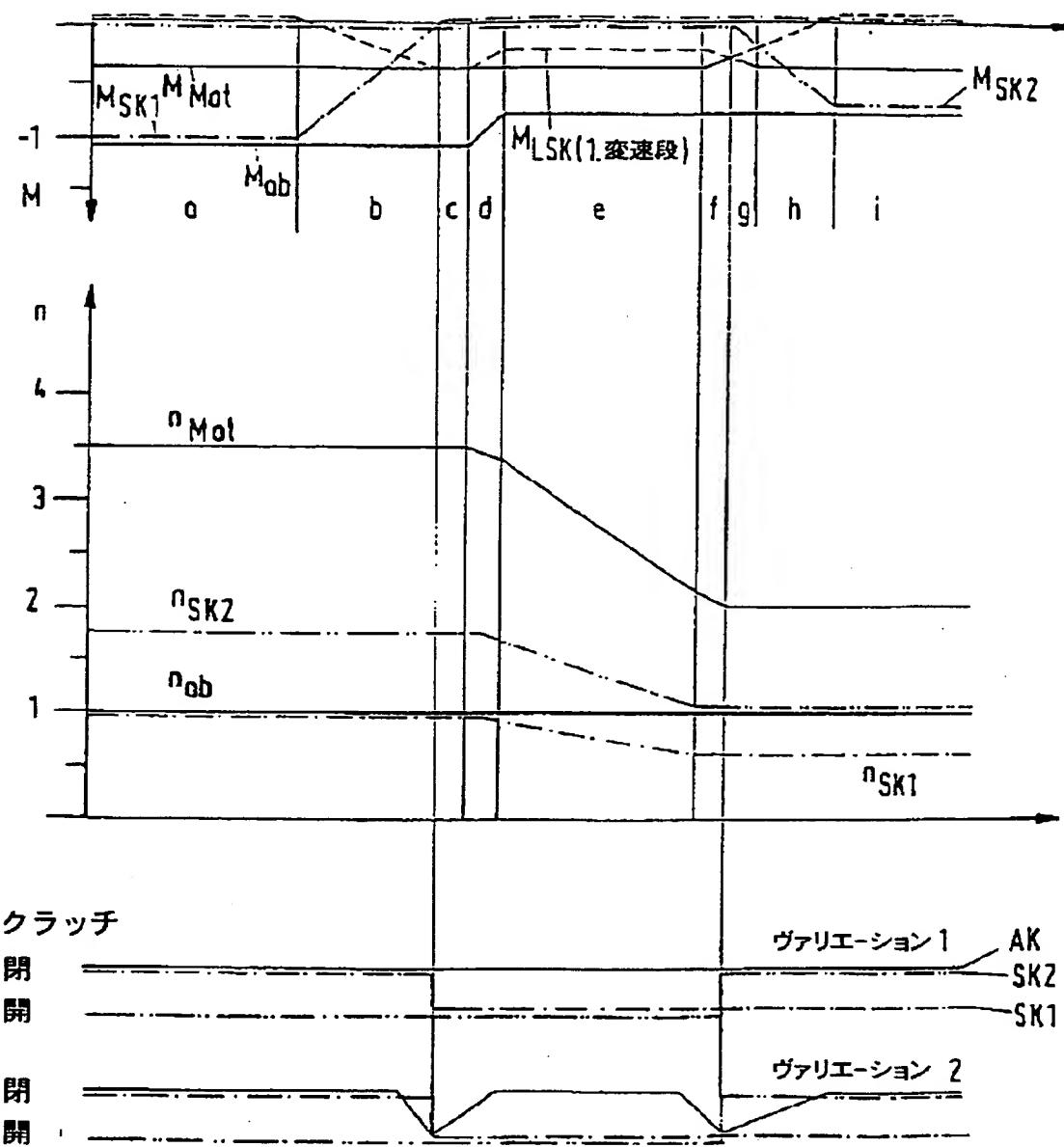
SK1

バリエーション2

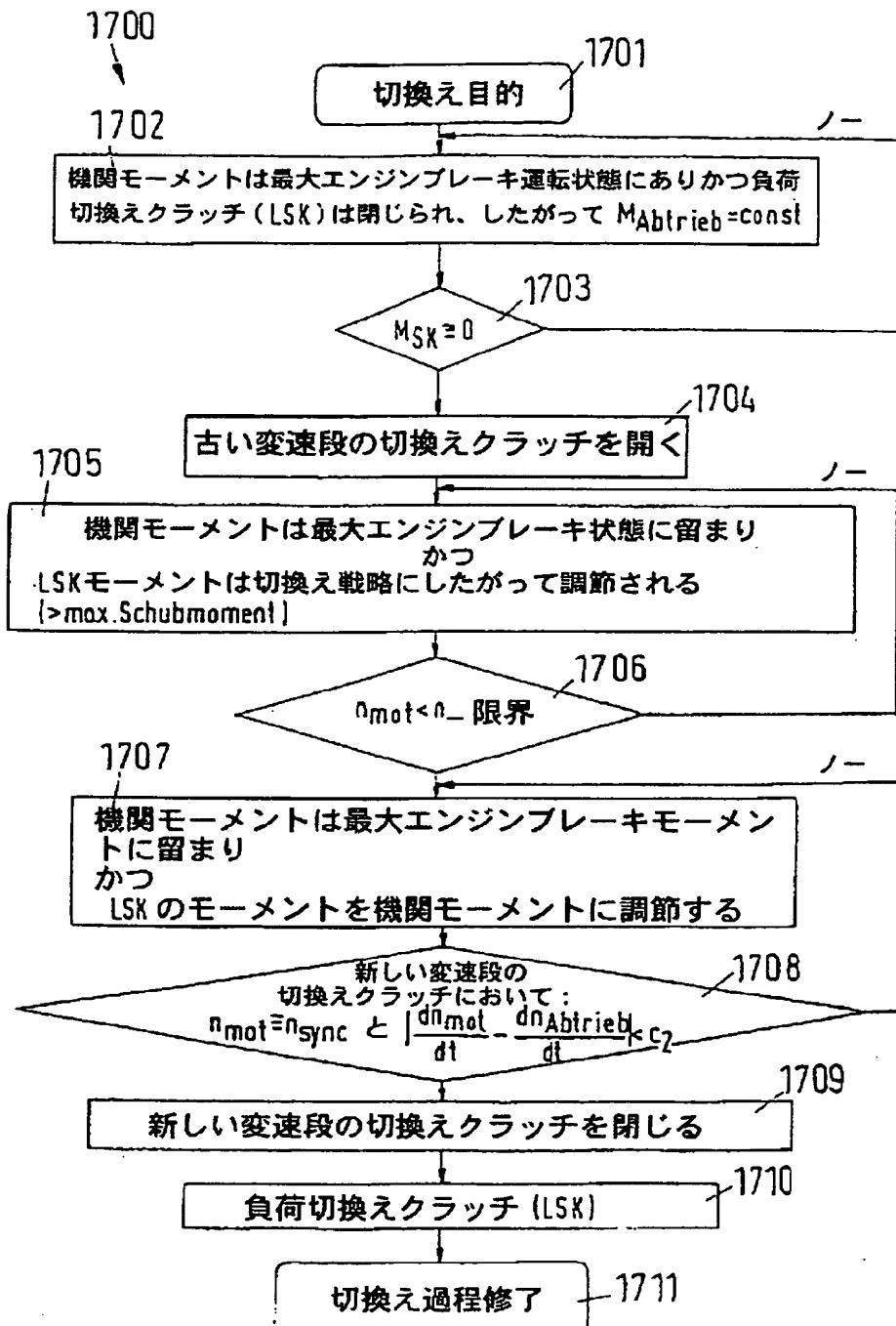
【図42】



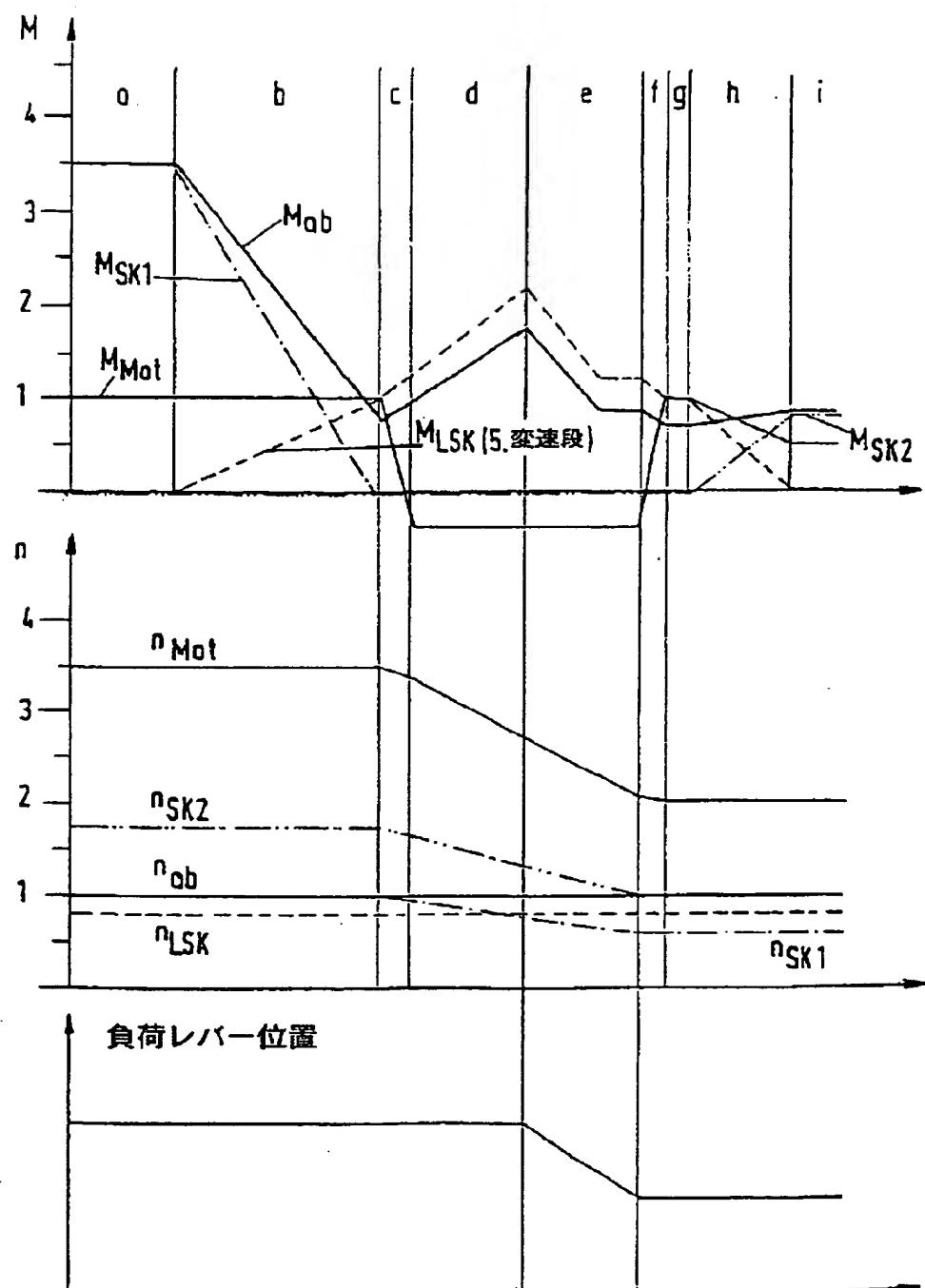
【図43】



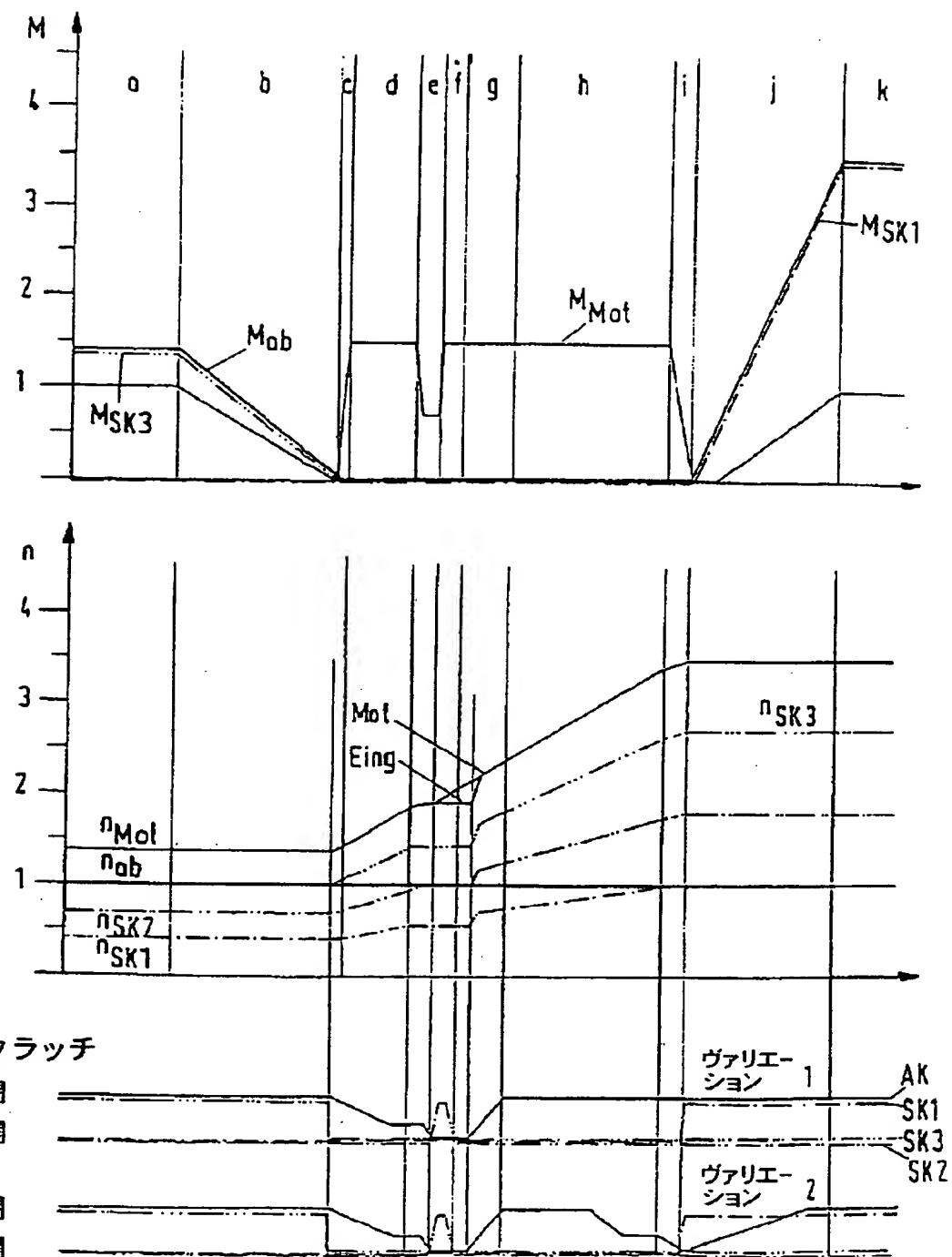
【図44】



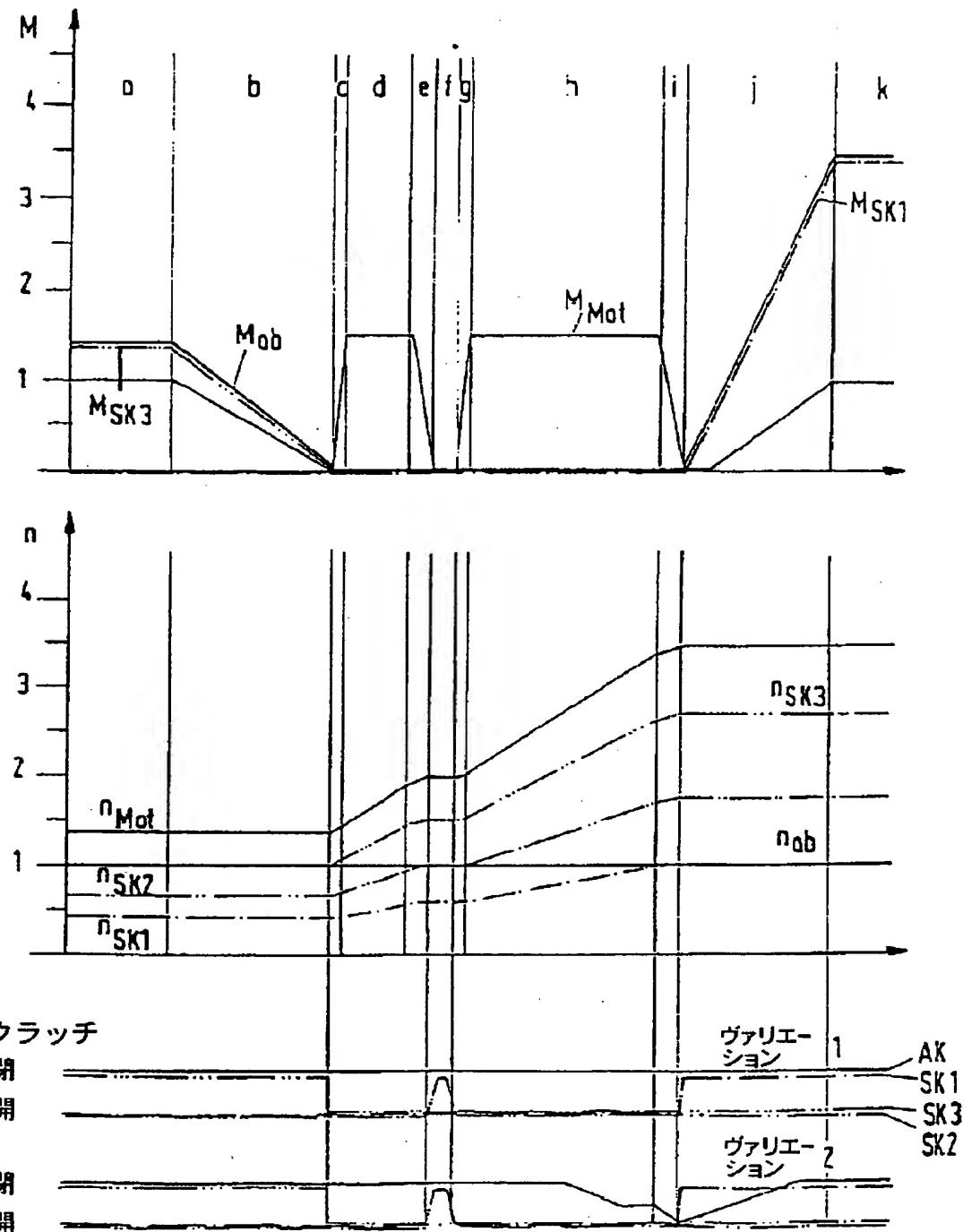
【図45】



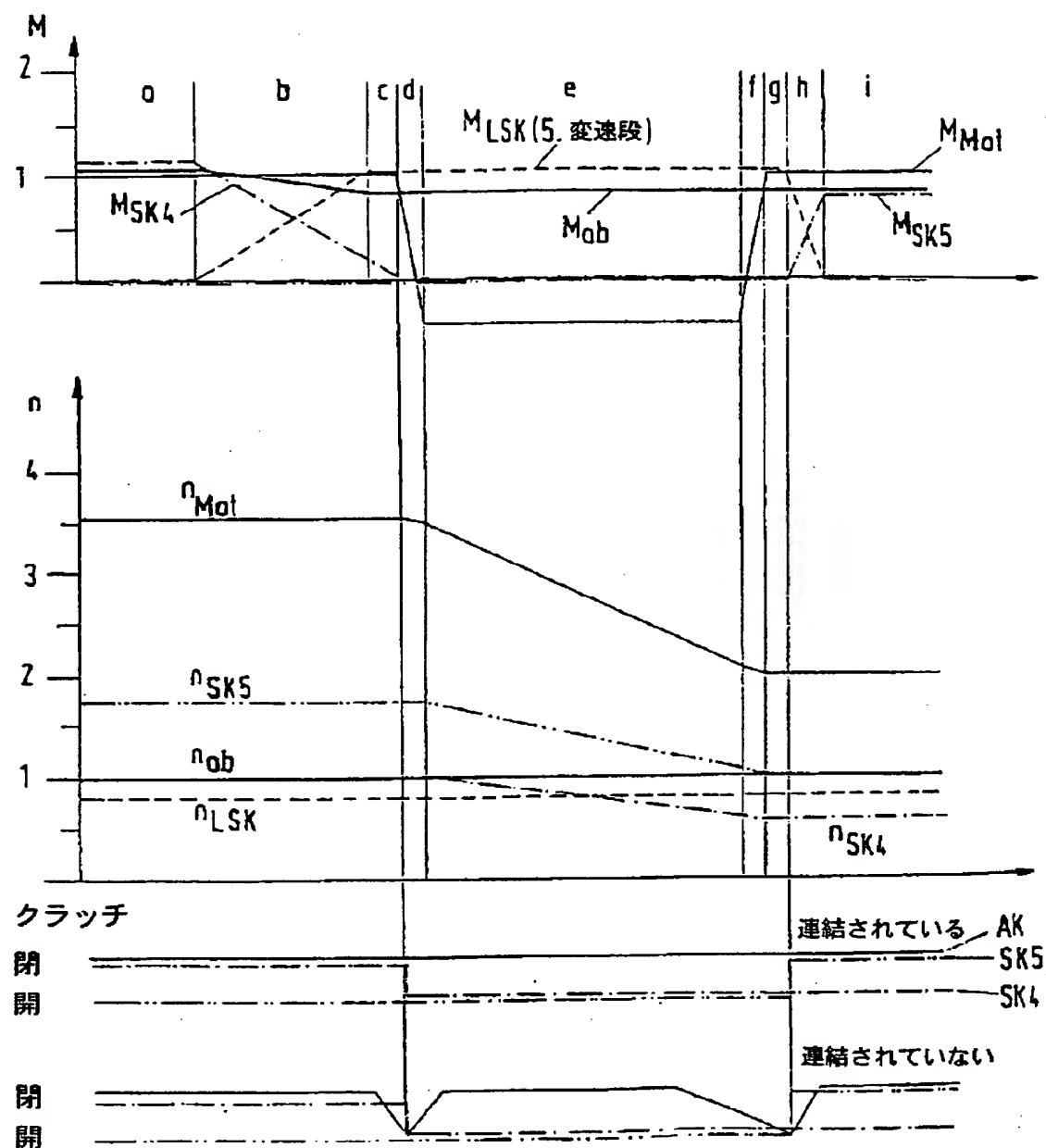
【図46】



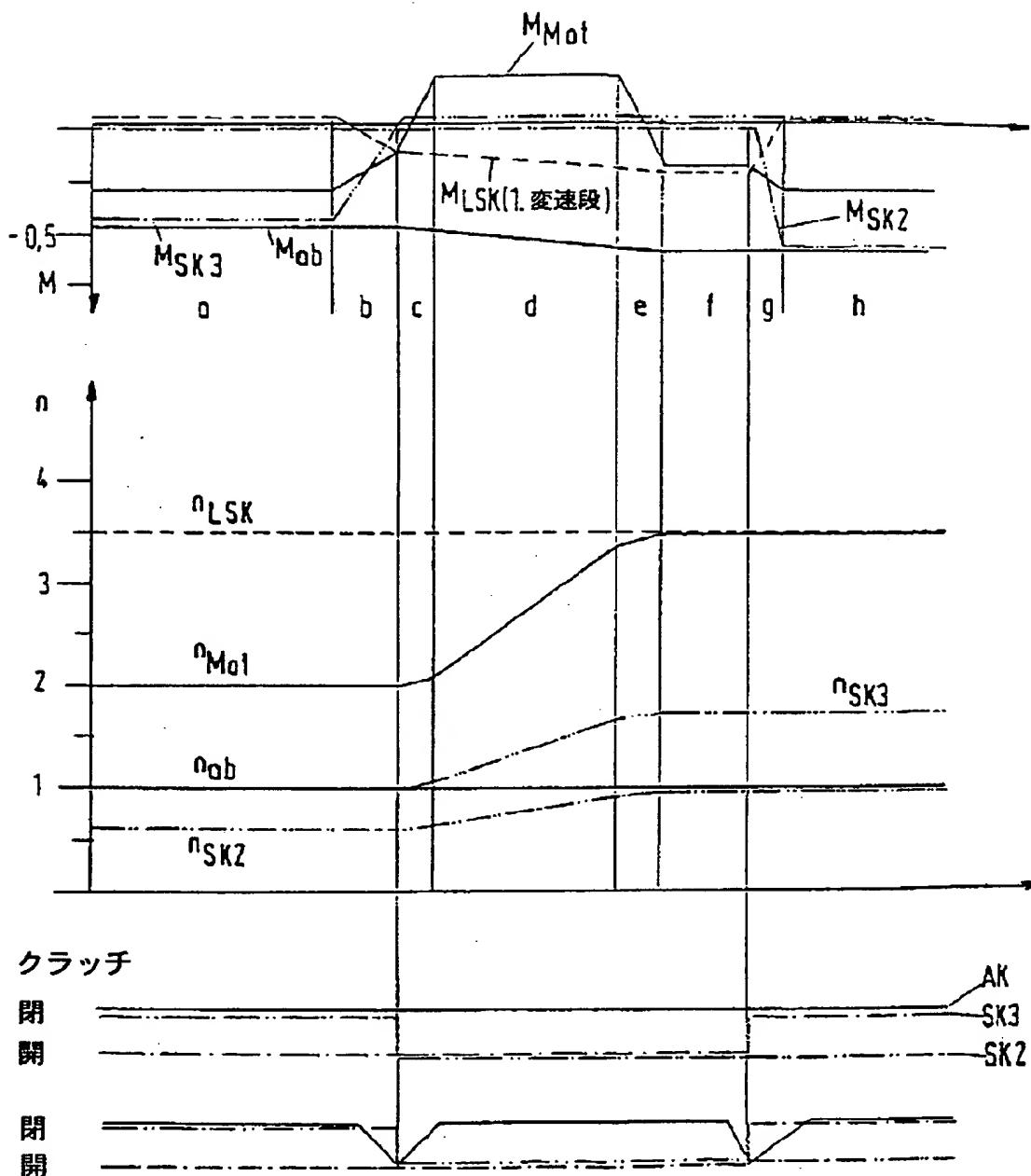
【図47】



【図48】

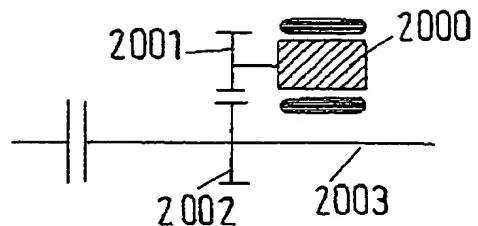


【図49】



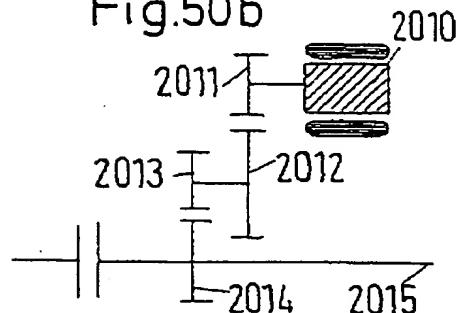
【図50a】

Fig.50a



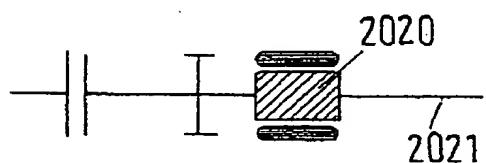
【図50b】

Fig.50b



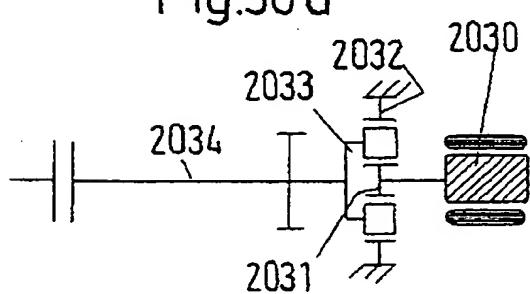
【図50c】

Fig.50c



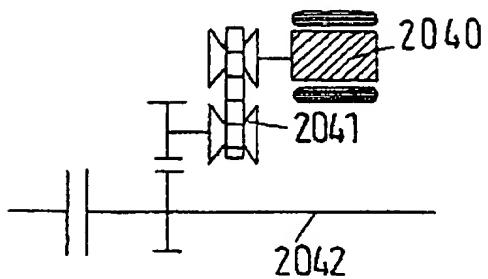
【図50d】

Fig.50d



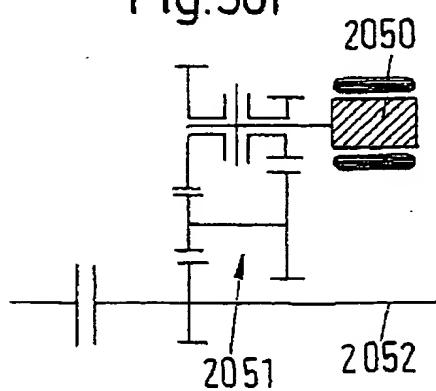
【図50e】

Fig.50e

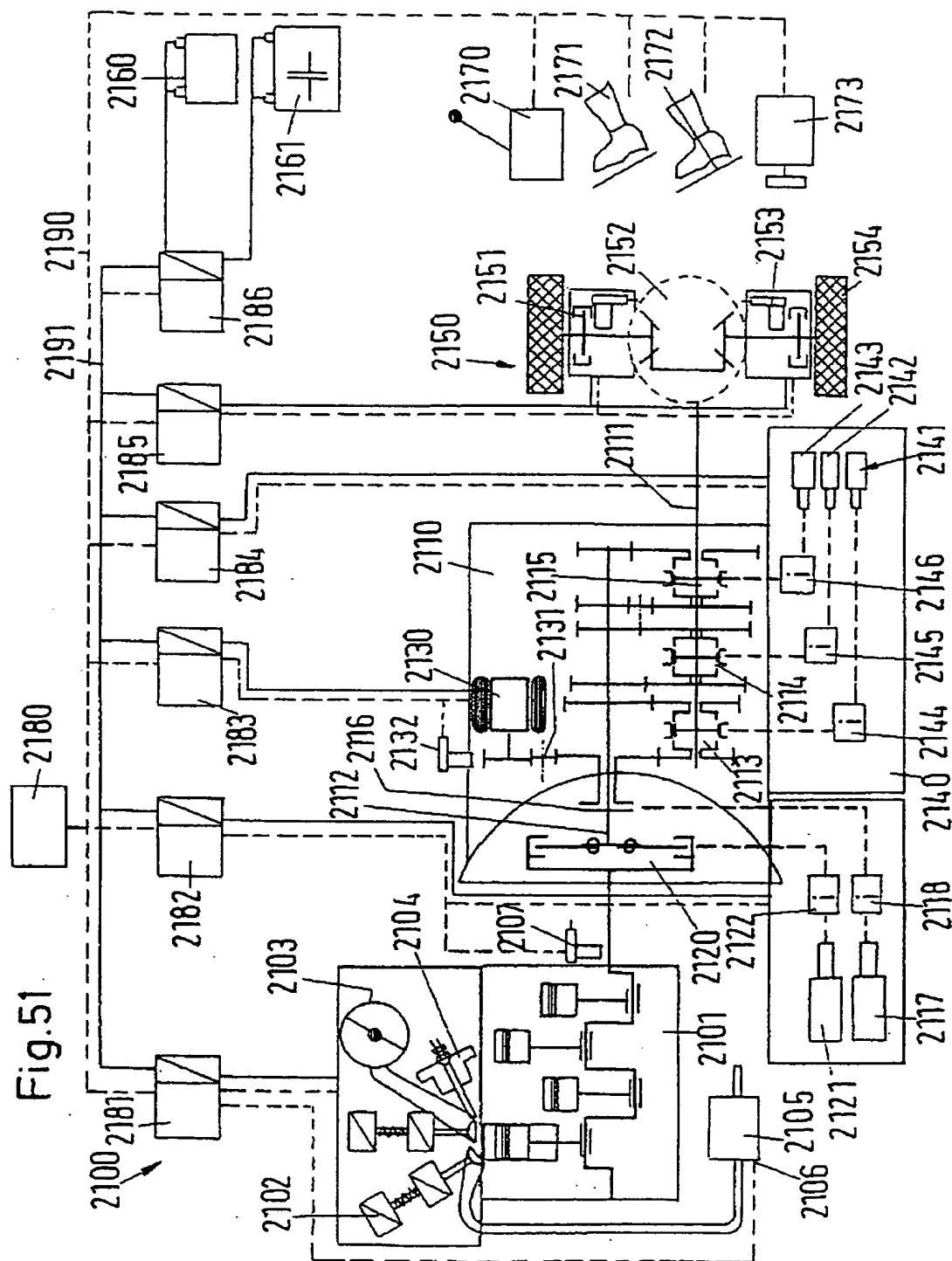


【図50f】

Fig.50f

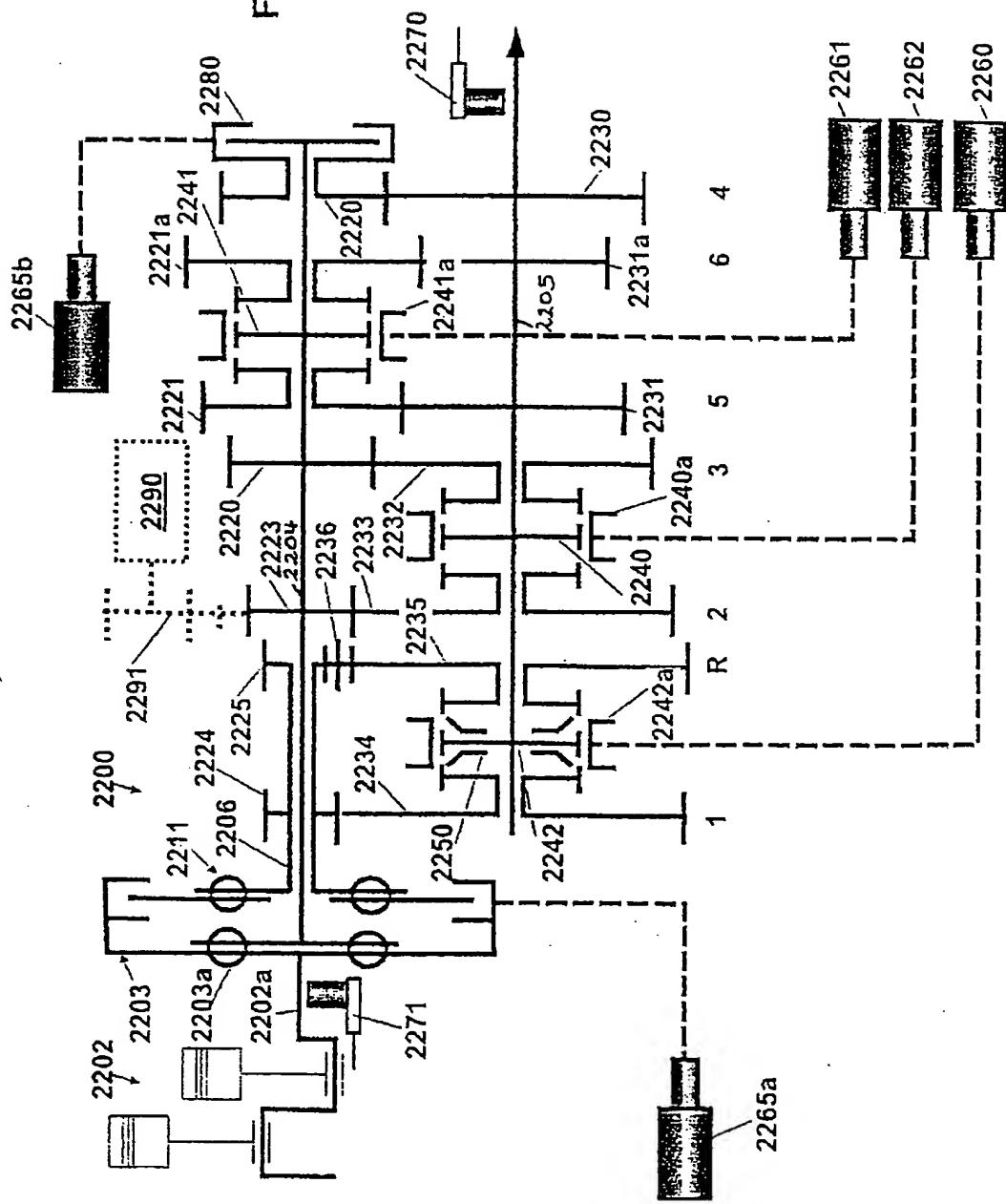


【図51】

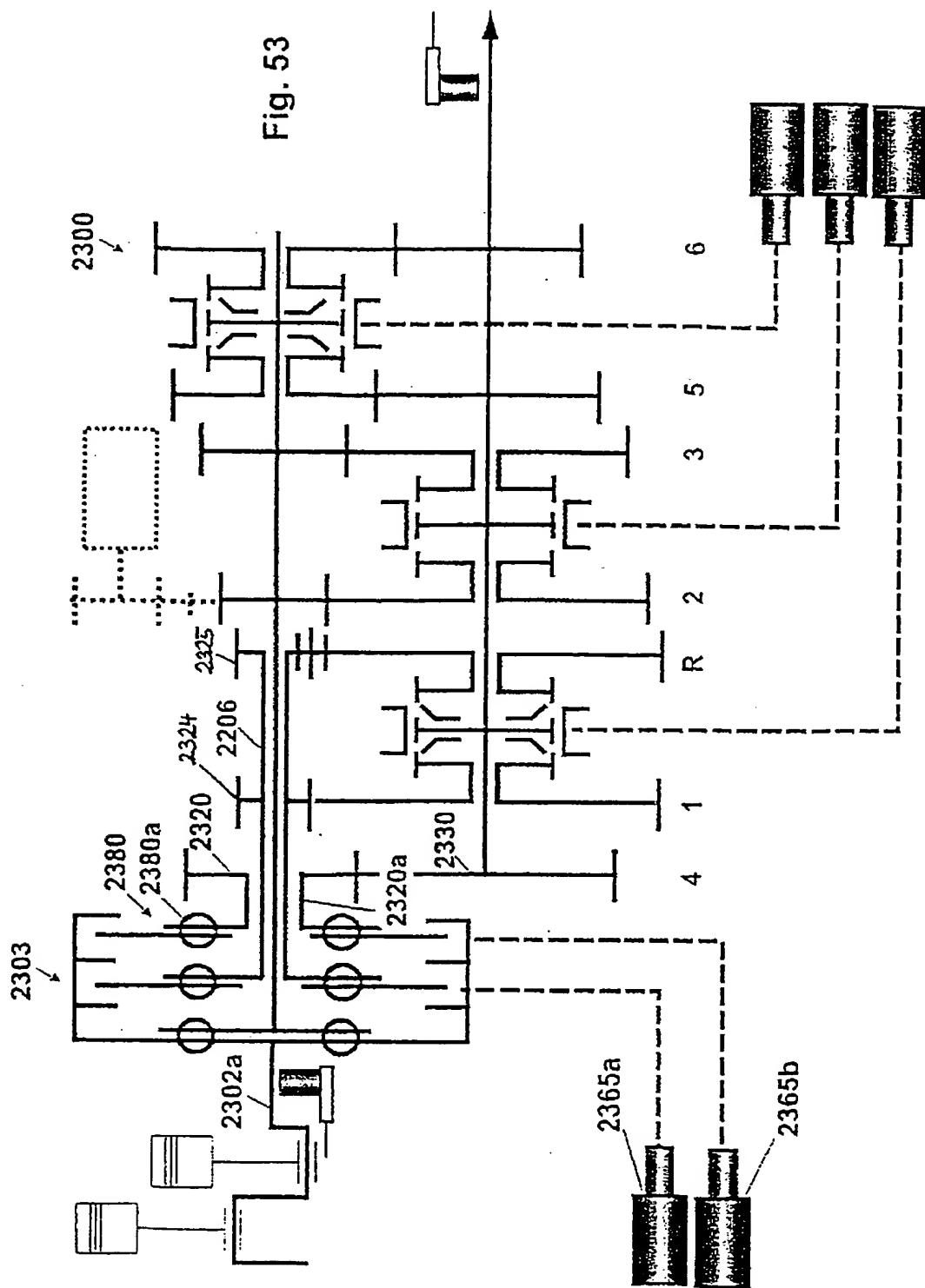


【四 5 2】

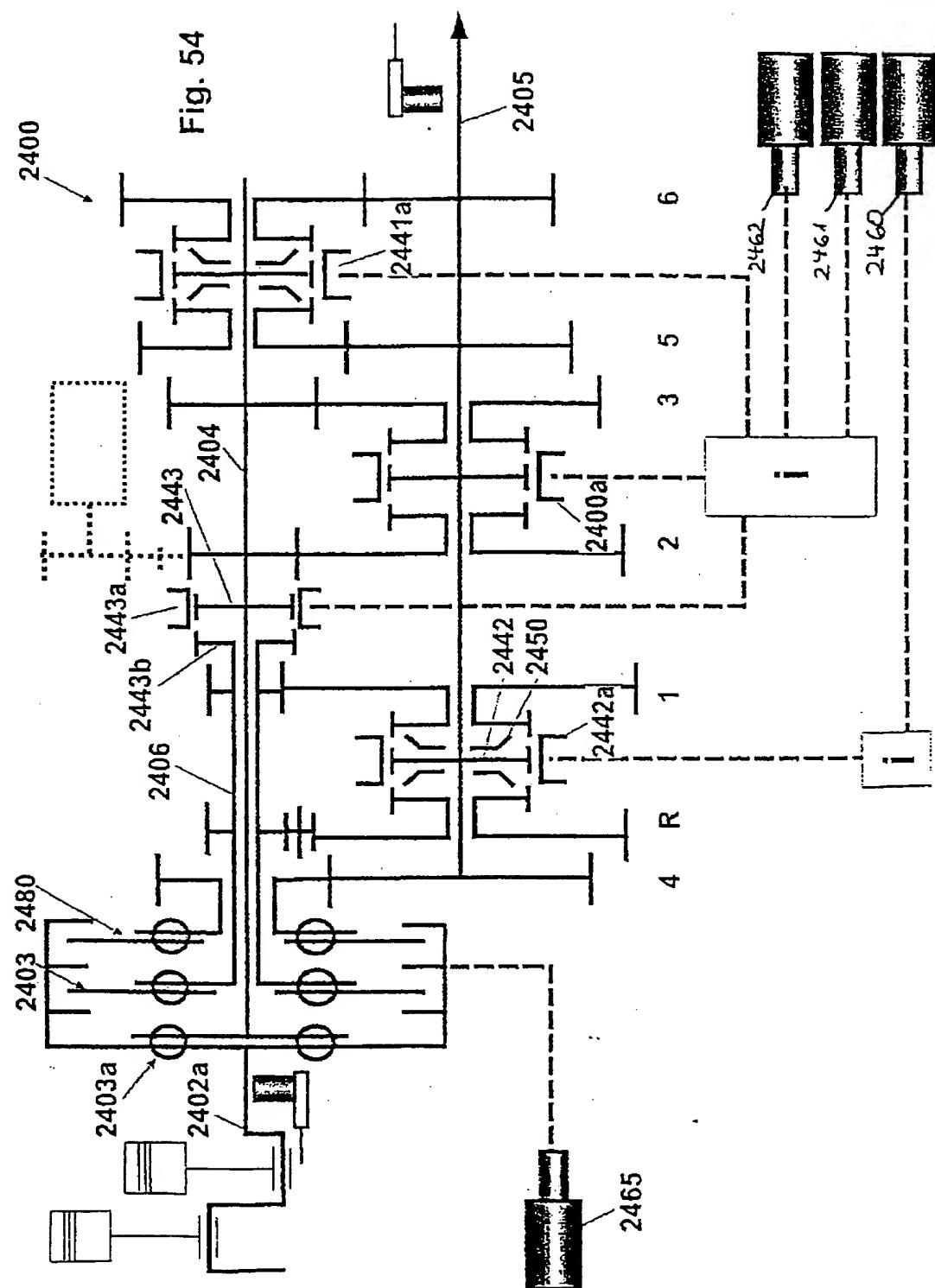
Fig. 52



【図53】



【図54】



【図 54a】

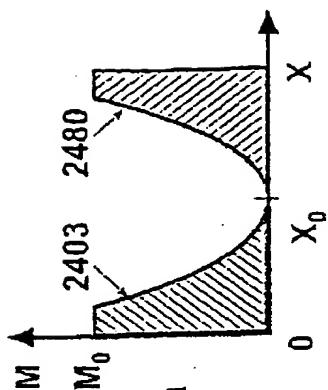
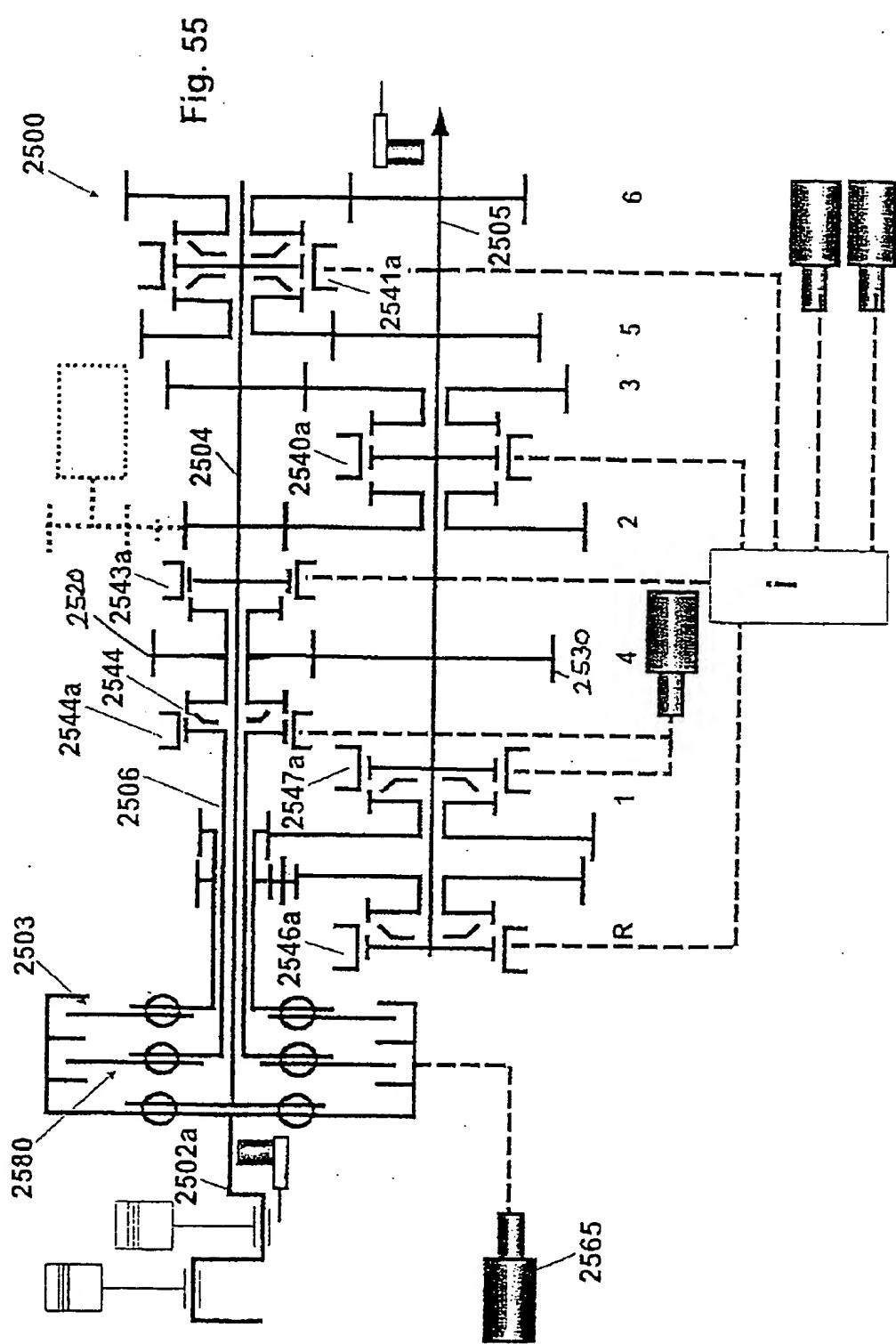


Fig. 54a

[図55]



【図55a】

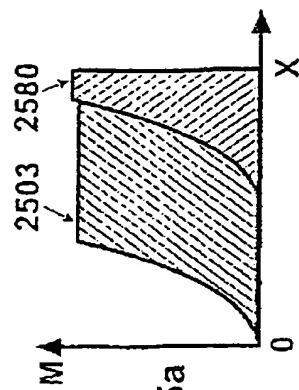
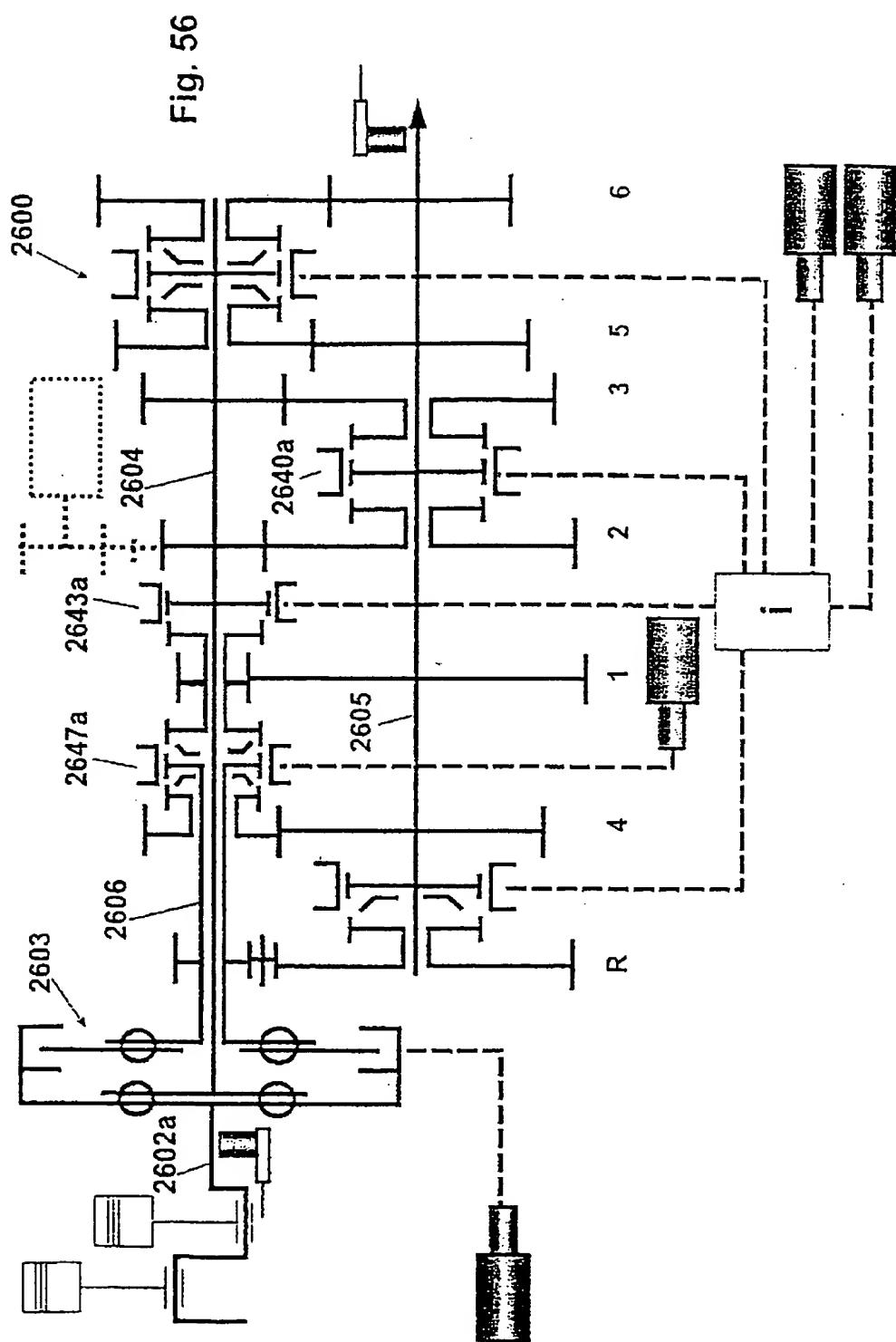


Fig. 55a

【図56】



【手続補正書】特許協力条約第34条補正の翻訳文提出書

【提出日】平成12年2月26日(2000.2.26)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】特許請求の範囲

【補正方法】変更

【補正内容】

【特許請求の範囲】

【請求項1】 伝動装置、例えば歯車変速伝動装置であって、

－少なくとも1つの第1と第2の軸、例えば入力軸、出力軸及び場合によっては

中間軸を有し、

－クラッチを用いて両方の軸の一方と回動不能に結合可能な歯車、例えばルーズ歯車を有し、

－両方の軸の他方と回動不能に配置された歯車、例えば変速段歯車を有し、

－この場合、回動不能に結合可能な歯車の1つがそれぞれ回動不能に配置された歯車の1つと噛合いかつ噛合う歯車が複数の歯車組を形成しており、

－この場合、クラッチの1つが負荷切換えクラッチとして構成されており、該負荷切換えクラッチがより大きな回転モーメントを伝達可能に構成されておりかつ作動装置で作動可能である形式のものにおいて、

－入力側に配置された始動クラッチが設けられており、

－始動クラッチと少なくとも1つの負荷切換えクラッチとが少なくとも1つの作動ユニットにより自動化されて作動可能であることを特徴とする伝動装置。

【請求項2】 始動クラッチが少なくとも部分的に押込まれたあとで負荷切換えクラッチが押込み可能である、請求項1記載の伝動装置。

【請求項3】 始動クラッチが既に押込まれたあとで負荷切換えクラッチが押込み可能である、請求項1記載の伝動装置。

【請求項4】 少なくとも1つのルーズ歯車が第1のクラッチ及び／又は負荷切換えクラッチを用いて1つの軸と結合可能である、請求項1記載の伝動装置。

。

【請求項 5】 ルーズ歯車の 2 つが第 1 のクラッチ及び／又は負荷切換えクラッチを用いて 1 つの軸と結合可能である、請求項 1 記載の伝動装置。

【請求項 6】 最高の変速段のルーズ歯車がクラッチ及び／又は負荷切換えクラッチで 1 つの軸に結合可能である、請求項 1 記載の伝動装置。

【請求項 7】 少なくとも 1 つのルーズ歯車を 1 つの軸と結合するためのクラッチが形状接続的なクラッチである、請求項 1 から 6 までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 8】 少なくとも 1 つのルーズ歯車を 1 つの軸と結合するためのクラッチが摩擦接続的なクラッチである、請求項 1 から 7 までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 9】 少なくとも 1 つのルーズ歯車を 1 つの軸と結合するためのクラッチが中間接続された同期化装置を有している、請求項 1 から 8 までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 10】 負荷切換えクラッチが摩擦接続的なクラッチである、請求項 1、4、5 又は 6 記載の伝動装置。

【請求項 11】 始動クラッチが摩擦接続的なクラッチである、請求項 1、2 又は 3 記載の伝動装置。

【請求項 12】 始動クラッチがクラッチ吊鐘体の空間領域に配置されている、請求項 1、2、3 又は 11 記載の伝動装置。

【請求項 13】 少なくとも 1 つの負荷切換えクラッチがクラッチ吊鐘体の空間領域に配置されている、請求項 1、4、5、6 又は 10 記載の伝動装置。

【請求項 14】 始動クラッチと少なくとも 1 つの負荷切換えクラッチが乾式摩擦クラッチである、請求項 1 から 13 までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 15】 始動クラッチが伝動装置ケーシングの内部に配置されている、請求項 1 から 14 までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 16】 少なくとも 1 つの負荷切換えクラッチが伝動装置ケーシングの内部に配置されている、請求項 1 から 15 までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 17】 始動クラッチ及び／又は少なくとも 1 つの負荷切換えクラ

ッチが摩擦クラッチである、請求項 1 から 16までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 18】 始動クラッチがコンバータロックアップクラッチを有するか／有しないハイドロダイナミック式のトルクコンバータである、請求項 1 から 17までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 19】 始動クラッチと少なくとも 1 つの負荷切換えクラッチを作動するための作動アクタが圧力媒体供給装置と、両方のクラッチの各受取りシリンドラへの圧力媒体の供給を制御する少なくとも 1 つの弁とを有する、圧力媒体で作動されるアクタである、請求項 1 から 18までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 20】 始動クラッチと少なくとも 1 つの負荷切換えクラッチを作動するための作動アクタが場合によっては電気モータ又は電磁石の後ろに接続された増速又は減速伝動装置を有する、電気モータで駆動されたアクタである、請求項 1 から 19までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 21】 変速段切換えのためにクラッチを作動する作動アクタが、圧力媒体供給装置と、クラッチの各受取りシリンドラへの圧力媒体供給を制御する弁とを有する、圧力媒体で作動されるアクタである、請求項 1 から 20までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 22】 クラッチを作動するための作動アクタが、場合によっては電気モータ又は電磁石の後ろに接続された増速又は減速伝動装置を有する、電気モータで駆動されるアクタである、請求項 1 から 21までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 23】 伝動装置が電気機械を有し、該電気機械が自動車の駆動機関のスタータとしてかつ／又は運動エネルギーから電気的なエネルギーを発生させかつそれを戻すゼネレータとして用いられている、請求項 1 から 22までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項 24】 電気的な機械が伝動装置の変速段歯車を介して駆動可能であるか又は該歯車を駆動する、請求項 1 から 23までのいずれか 1 項記載の伝動装置。

【請求項25】 電気的な機械が自動車駆動機関のはずみ車を介して駆動可能であるか又は該はずみ車を駆動する、請求項1から24までのいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項26】 電気的な機械が伝動装置の入力軸を介して駆動可能であるか又は該入力軸を駆動する、請求項1から25までのいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項27】 電気的な機械がステータとロータとを有し、ステータとロータとが伝動装置入力軸に対し同軸に配置されている、請求項1から26までのいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項28】 電気的な機械がステータとロータとを有し、ステータとロータとが1つの軸に相対的に配置され、この場合、該軸が伝動装置入力軸に対しほぼ平行に配置されかつ配向されている、請求項1から27までのいずれか1項記載の伝動装置。

【請求項29】 電気的な機械がステータとロータとを有し、ステータとロータとが伝動装置入力軸と、同軸に配置され、ロータがはずみ車と又は伝動装置入力軸に結合された部材と回動不能に結合されている、請求項1から28までのいずれか1項記載の伝動装置。

【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

| | | |
|--|--|--|
| A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER IPC 6 B60K41/22 B60K6/04 | | Item Junior Application No PCT/DE 98/03801 |
| According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC | | |
| B. FIELDS SEARCHED Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) IPC 6 B60K F16H | | |
| Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched | | |
| Electronic data base consulted during the International search (name of data base and, where practical, search terms used) | | |
| C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT | | |
| Category * | Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages | Relevant to claim No. |
| X | US 5 267 157 A (FORD) 30 November 1993 (1993-11-30) column 5 - column 17; figure 1 | 1, 2, 5-8, 10-13, 17-19, 21, 23 3, 4 |
| X | EP 0 542 349 A (MASSEY-FERGUSON) 19 May 1993 (1993-05-19) abstract; figures 1, 2 | 1, 3, 4 |
| X | EP 0 412 069 A (NORZI) 6 February 1991 (1991-02-06) page 3 - page 7; figures 1, 2 | 1, 5-9, 11, 14, 15, 17, 20 |
| A | DE 35 27 390 A (KLAUE) 5 February 1987 (1987-02-05) column 1 - column 3; figures 1, 3 | 1, 2, 9, 14-16 |
| | -/- | |
| <input checked="" type="checkbox"/> | Further documents are listed in the continuation of box C. | <input checked="" type="checkbox"/> Patent family members are listed in annex. |
| Special categories of cited documents: | | |
| 'A' document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance | | |
| 'E' earlier document but published on or after the International filing date | | |
| 'L' document which may throw doubts on priority claims or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason [as specified] | | |
| 'O' document referring to an oral disclosure, test, exhibition or other means | | |
| 'P' document published prior to the International filing date but later than the priority date claimed | | |
| 'T' later document published after the International filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention | | |
| 'X' document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone | | |
| 'Y' document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art | | |
| 'Z' document member of the same patent family | | |
| Date of the actual completion of the International search | Date of mailing of the International search report | |
| 21 July 1999 | 04 08 1999 | |
| Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P.O. Box 5016 Patentkantoor 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel (+31-70) 340-2040, Fax 31 651 epo nl Fax (+31-70) 340-0016 | Authorized officer Flores, E | |

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Int. Search Application No.
PCT/DE 98/03801

| C (Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT | | |
|--|---|--------------------------------|
| Category * | Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages | Reference to claim No. |
| A | DE 196 27 980 A (LUK) 16 January 1997 (1997-01-16) cited in the application the whole document — | 1, 2, 11, 13, 14, 22, 24 |
| A | DE 195 04 847 A (LUK) 28 September 1995 (1995-09-28) cited in the application abstract; figure 10 — | 1 |
| A | DE 196 37 001 A (LUK) 13 March 1997 (1997-03-13) cited in the application abstract; figure 1 — | 1 |
| A | DE 44 26 260 A (LUK) 9 February 1995 (1995-02-09) cited in the application abstract; figure 1 — | 1 |
| X | US 5 337 848 A (MERCEDES-BENZ) 16 August 1994 (1994-08-16) column 1 – column 5; figure 1 — | 1, 25, 26, 28, 30, 31 |
| X | EP 0 492 152 A (MAN) 1 July 1992 (1992-07-01) page 2 – page 6; figure 1 — | 1, 25, 26, 28, 30, 31 |
| X | EP 0 800 949 A (TOYOTA) 15 October 1997 (1997-10-15) abstract; figure 10 — | 1, 25, 28, 30, 31 |
| X | US 4 958 095 A (MAZDA) 18 September 1990 (1990-09-18) abstract; figure 1 — | 1, 25, 27, 29, 31 |
| X | DE 37 37 192 A (VOLKSWAGEN) 28 July 1988 (1988-07-28) abstract; figure 1 — | 1, 25, 27, 29, 31 |

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

| |
|-------------------------------|
| International application No. |
| PCT/DE 98/03801 |

Box I Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 1 of first sheet)

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1. Claims Nos.: because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:

2. Claims Nos.: because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:

3. Claims Nos.: because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

Box II Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 2 of first sheet)

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

See Supplemental Sheet

Based on the results of the provisional control in compliance with Rule 40.2(e) of the PCT, no additional fees are to be paid.

1. As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims.
2. As all searchable claims could be searched without effort justifying an additional fee, this Authority did not invite payment of any additional fee.
3. As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:

4. No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims. It is covered by claims Nos.:

Remark on Protest

- The additional search fees were accompanied by the applicant's protest.
 No protest accompanied the payment of additional search fees.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family membersInternational Application No
PCT/DE 98/03801

The International Searching Authority has found that this international application contains several (groups of) inventions, as follows:

1. Claims: 1-24

Variable speed gear box with a starting coupling and a powershift coupling that can be actuated by an actuating unit, wherein the powershift coupling can be engaged when the starting coupling is engaged.

2. Claims: 25-31

Gear box and electrical machine assembly serving as starter of the drive engine or as generator for generating electrical energy from kinetic energy and recirculating the same.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

| Information on patent family members | | | Int'l. Application No. | Int'l. Application No. |
|--|------------------|---|--|------------------------|
| Patent document cited in search report | Publication date | Patent family member(s) | Publication date | |
| US 5267157 A | 30-11-1993 | DE 69205626 D DE 69205626 T DE 69213563 D DE 69213563 T DE 69213564 D DE 69213564 T EP 0517420 A EP 0517421 A EP 0517422 A EP 0712754 A EP 0716250 A | 30-11-1995 28-03-1996 17-10-1996 20-02-1997 17-10-1996 13-02-1997 09-12-1992 09-12-1992 09-12-1992 22-05-1996 12-06-1996 | |
| EP 0542349 A | 19-05-1993 | DE 69224040 D DE 69224040 T GB 2261924 A,B US 5277290 A | 19-02-1998 14-05-1998 02-06-1993 11-01-1994 | |
| EP 0412069 A | 06-02-1991 | NONE | | |
| DE 3527390 A | 05-02-1987 | DE 3625445 A | 11-02-1988 | |
| DE 19627980 A | 16-01-1997 | BR 9606511 A CN 1198133 A NO 9702963 A DE 19680550 D FR 2736594 A GB 2308874 A IT MI961440 A JP 10508367 T NO 971020 A | 09-06-1998 04-11-1998 30-01-1997 26-02-1998 17-01-1997 09-07-1997 12-01-1998 18-08-1998 12-05-1997 | |
| DE 19504847 A | 28-09-1995 | CN 1111005 A DE 19504935 A FR 2716516 A FR 2721987 A FR 2763373 A FR 2764664 A FR 2767364 A FR 2767288 A GB 2286862 A,B GB 2286863 A,B GB 2319817 A,B GB 2319818 A,B GB 2319819 A,B GB 2319820 A,B GB 2320531 A,B GB 2320533 A,B GB 2320534 A,B GB 2320535 A,B GB 2320536 A,B GB 2320537 A,B GB 2320538 A,B GB 2324583 A,B GB 2325036 A,B JP 7269694 A JP 7301326 A SE 9500640 A SE 9500641 A | 01-11-1995 24-08-1995 25-08-1995 05-01-1996 20-11-1998 18-12-1998 19-02-1999 19-02-1999 30-08-1995 30-08-1995 03-06-1998 03-06-1998 03-06-1998 03-06-1998 03-06-1998 03-06-1998 24-06-1998 24-06-1998 24-06-1998 24-06-1998 24-06-1998 24-06-1998 24-06-1998 24-06-1998 11-11-1998 20-10-1995 14-11-1995 24-08-1995 24-08-1995 | |

Form PCT/ISA/210 (patent family element) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

| Information on patent family members | | | Int'l. Search Application No PCT/DE 98/03801 | |
|--|------------------|---|--|--|
| Patent document cited in search report | Publication date | Patent family member(s) | Publication date | |
| DE 19504847 A | | SE 9901247 A SE 9901342 A SE 9901343 A SE 9901344 A US 5679091 A US 5890992 A CN 1128330 A | 08-04-1999 15-04-1999 15-04-1999 15-04-1999 21-10-1997 06-04-1999 07-08-1996 | |
| DE 19637001 A | 13-03-1997 | AU 7618796 A BR 9606640 A WO 9710456 A DE 19680781 D FR 2738608 A FR 2762658 A GB 2309494 A JP 10512356 T | 01-04-1997 30-09-1997 20-03-1997 19-03-1998 14-03-1997 30-10-1998 30-07-1997 24-11-1998 | |
| DE 4426260 A | 09-02-1995 | BR 9403143 A CA 2129411 A CN 1107426 A ES 2113265 A FR 2708530 A FR 2741846 A GB 2280721 A,B GB 2310473 A,B GB 2315836 A,B IT MI941684 A,B JP 7077226 A US 5632706 A | 11-04-1995 04-02-1995 30-08-1995 16-04-1998 10-02-1995 06-06-1997 08-02-1995 27-08-1997 11-02-1998 03-02-1995 20-03-1995 27-05-1997 | |
| US 5337848 A | 16-08-1994 | DE 4202083 A | 29-07-1993 | |
| EP 0492152 A | 01-07-1992 | DE 4041117 A DE 59102939 D | 02-07-1992 20-10-1994 | |
| EP 0800949 A | 15-10-1997 | JP 9277847 A US 5839533 A | 28-10-1997 24-11-1998 | |
| US 4958095 A | 18-09-1990 | JP 2539221 B JP 63309771 A | 02-10-1996 16-12-1988 | |
| DE 3737192 A | 28-07-1988 | NONE | | |

Form PCT/ISA/E10 (patent family version) (July 1992)

フロントページの続き

(72)発明者 ラインハルト ベルガー
ドイツ連邦共和国 ピュール ゼンフター
タールヴェーク 7ペー

(72)発明者 グンター ヒルト
ドイツ連邦共和国 リヒテナウーシェルツ
ハイム ヘルムリンガー シュトラーセ
1

(72)発明者 マルティン ブラント
ドイツ連邦共和国 ピュール アム グラ
スヴェーク 8

Fターム(参考) 3D039 AA02 AA03 AC01 AD23
5H115 PA13 PC06 PG04 PI16 PI22
PI29 PI30 P002 P006 P017
PU01 PU22 PU24 PU25 QA05
QE01 QE02 QE03 QE04 QE06
QE08 QE10 QE13 QI04 QI09
QN03 RB08 SE04 SE05 SE08
TB01 TE02 T021 T030 UI32